



ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

3
2009

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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



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

Адрес редакции:

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

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

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

- Голубев Ю. А. — Математическое описание изменения зазора в тормозном механизме с автоматическим регулирующим рычагом. 3
- Полевский В. И., Сапсалева А. В. — Сверхвысоковакуумный линейный асинхронный двигатель с катящимся ротором и концентраторами магнитного потока 8
- Калашников Б. А. — Экспериментальное исследование частотных характеристик системы с неоднозначной кусочно-нелинейной характеристикой позиционной силы 11
- Максимов В. А., Паладий А. В., Максимов Т. В., Новиков Е. А. — Расчет гидродинамических упорных подшипников с первоначально плоскопараллельными поверхностями скольжения 18
- Ан И-Кан — Синтез рациональных профилей зубьев колес плоских зубчатых передач 23
- Спирidonov А. В., Рябов Г. К. — Совершенствование конструкции автоматических клиноремных вариаторов. 25
- Захаров С. И. — Преобразование изменений вибрационных характеристик усталостного выкрашивания подшипников качения в показатели степени износа 27
- Пшеницын А. А. — К вопросу о самокомпенсации высокотемпературных трубопроводов при упругом закреплении 31
- Холмогоров И. В., Хомяков Г. К., Ванчиков В. Ц. — Управление граничным слоем жидкости в золотниковых преобразователях и в ламинарных дросселях гидротранспорта 33

В помощь конструктору и расчетчику

- Иванов А. С., Воробьев И. А., Ермолаев М. М. — Предлагаемые конструктивные исполнения цилиндрико-коническо-цилиндрического мотор-редуктора 35

Цикл статей

"Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"

- Безносос А. В., Антоненков М. А., Бокон П. А., Новожилова О. О. — Особенности работы подшипников скольжения в тяжелых жидкометаллических теплоносителях ядерных установок 37
- Гаврилова Т. М., Пегашкин В. Ф., Балдин Е. В., Якимов М. А. — Установка для проведения трибологических испытаний 42

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

- Гончаров С. В., Иванов В. А., Захарычев С. П. — Оборудование для исследования процессов центробежного формирования изделий из полимерных композиционных материалов 44
- Семенов И. А., Расторгуев Г. А. — Анализ полей напряжений в поверхностном слое композиционных материалов со сферической формой армирующего зерна при резании 49
- Юсубов Н. Д. — Матричные модели точности в многоинструментных двухспуртовых наладках 52
- Карпачев А. Ю. — Испытания отрезных фрез на устойчивость их плоской формы равновесия при неравномерном нагреве 55
- Куликов М. Ю., Леваков С. Л., Картамышев А. Ю., Паутов А. В. — Модель изнашивания режущего инструмента на основе анализа трибоокислительных процессов 57
- Янюшкин А. С., Архипов П. В., Торопов В. А. — Механизм процесса засаливания шлифовальных кругов 62
- Микипорис Ю. А. — Экономическая эффективность подвода СОТС в зону резания 70

Обработка материалов без снятия стружки

- Воронцов А. Л. — Теория осадки малопластичных материалов в пластичных оболочках 71
- Абакачева Е. М., Сулейманов Д. Ф., Боев Е. В., Афанасенко В. Г. — Исследование коэффициента разбухания полимерных материалов при изготовлении рифленых листов вальцеванием 76

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

- Кононова М. Ю. — К вопросу о движущих силах и организационных коммуникациях в современных инновационных процессах 78

Проблемы промышленной экологии

- Егоров Д. А. — Основные направления повышения качества водомазутных топливных эмульсий. 86

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

- Остриков А. Н., Вертяков Ф. Н., Веретенников А. Н., Синоков Д. А. — Разработка выпарного аппарата непрерывно-циклического действия 88
- Кузнецов С. А. — Роторный насос новой конструкции 90
- Плотников Р. С. — Процесс разрезания изделий кольцевой формы из композиционных материалов на ленту 92
- Иванов А. Н. — Выставка "Кип-Экспо-2008" 93
- Потапова Г. С. — Обзорные зарубежные издания. 95
- Вниманию читателей! 17, 36

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

- Golubev Yu. A. — Mathematical description of a clearance change in the brake gear with automatic regulating lever 3
- Polevsky V. N., Sapsaleva A. V. — An ultrahigh vacuum linear induction motor with rolling rotor and magniflux concentrators 8
- Kalashnikov B. A. — Experimental study of the frequency characteristics of a system with ambiguous piecewise non-linear characteristic of positional force 11
- Maksimov V. A., Palady T. V., Maksimov T. V., Novikov E. A. — Computation of the hydrodynamic thrust bearings with initially plane-parallel sliding surfaces 18
- An I-Kan — Synthesis of rational teeth profiles of wheels of the flat gearings 23
- Spiridonov A. V., Ryabov G. K. — Design improvement of automatic V-belt variable-speed gears 25
- Zakharov S. I. — Transformation of changes of fatigue flaking vibration characteristics of frictionless bearings into the rate of wear showings 27
- Pshenitsyn A. A. — On a homing action of high-temperature pipelines at elastic strengthening 31
- Kholmogorov I. V., Khomyakov G. K., Vanchikov V. Ts. — Liquid boundary layer controlling in the plunger converters and laminar throttles of a hydraulic drive 33

For the benefit of designer and estimator

- Ivanov A. S., Vorob'ev I. A., Ermolaev M. M. — Proposed embodiments of a cylinder-conical-cylinder motor-reducer 35

Series of articles

"Problems of tribology — friction, wear and lubrication"

- Beznosov A. V., Antonenkov M. A., Bokov P. A., Novozhilova O. O. — The work features of slide bearings in hard liquid-metal heat carriers of nuclear facilities 37
- Gavrilova T. M., Pegashkin V. F., Baldin E. V., Yakimov M. A. — Tribological test equipment 42

MANUFACTURING ENGINEERING

- Goncharov S. V., Ivanov V. A., Zakharychev S. P. — Equipment for investigation of centrifugal forming processes of products from polymer composite materials 44
- Semenov I. A., Rastorguev G. A. — Analysis of stress fields in surface layer of composite materials with spherical form of reinforcing grain at cutting 49
- Yusubov N. D. — Matrix models of accuracy in multi-tool double-toolplate tunings 52
- Karpachev A. Yu. — Testing of cutoff cutters on their flat form balance steadiness at uneven heating 55
- Kulikov M. Yu., Levakov S. L., Kartamyshov A. Yu., Pautov A. V. — Model of the machining tool wear-out based on the tribooxidation processes analysis 57
- Yanyushkin A. S., Arkhipov P. V., Toropov V. A. — A glazing process mechanism of the grinding wheels 62
- Mikiporis Yu. A. — A price-performance of the lubrication-cooling technological means supply into the cutting zone 70

Chipless materials working

- Vorontsov A. L. — Yielding theory of low-plastic materials within the plastic shells 71
- Abakacheva E. M., Suleimanov D. F., Boev E. V., Afanasenko V. G. — Investigation of swelling factor of polymer materials at production of fluted sheets by a forge-rolling method 76

PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

- Kononova M. Yu. — On the motivating forces and organization communications in modern innovation processes 78

Problems of industrial ecology

- Egorov D. A. — Primary directions of the water-masout fuel emulsions improving 86

TECHNICAL INFORMATION

- Ostrikov A. N., Vertyakov F. N., Veretennikov A. N., Sinyukov D. A. — Elaboration of the evaporator of continuously-cyclical action 88
- Kuznetsov S. A. — New design of the rotary pump 90
- Plotnikov R. S. — Sawing process of items of annular form from composite materials on a tape 92
- Ivanov A. N. — The "KIP-Expo-2008" exhibition 93
- Potapova G. S. — Review of foreign editions 95
- To readers' attention 17, 36

Художественный редактор Т. Н. Галицына
Технический редактор О. А. Ефремова
Корректор В. Г. Быстров

Сдано в набор 26.12.2008. Подписано в печать 17.02.2009.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 13,75. Заказ 123.

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 629.113-59

Ю. А. ГОЛУБЕВ, канд. техн. наук
(Камская государственная инженерно-экономическая академия,
г. Набережные Челны)

Математическое описание изменения зазора в тормозном механизме с автоматическим регулировочным рычагом

Приводится математическое описание изменения зазора в тормозном механизме барабанного типа грузового автотранспортного средства с инвариантным автоматическим регулировочным рычагом, рассматривается влияние регулировки зазора, износ тормозных накладок, температурное расширение барабана.

Mathematical description of a clearance change in the drum type brake gear of lorry with invariant automatic regulating lever is presented. The influence of a clearance regulation, wear of brake lining, and drum's temperature widening is considered.

На грузовых автомобильных транспортных средствах (АТС) в барабанных тормозных механизмах с кулачковым разжимным устройством регулировка зазора между накладками и барабаном осуществляется автоматическими регулировочными рычагами (АРР), которые обеспечивают зазор в требуемом диапазоне. Выборка зазора в процессе торможения увеличивает время срабатывания тормозных механизмов, а при частых торможениях повышает скорость падения давления в приводе, что приводит к увеличению тормозного пути автомобиля и уменьшению срока службы компрессора и аппаратов тормозной системы. Нестабильность зазора способствует увеличению разности тормозных моментов на колесах одного моста, что отражается на устойчивости автомобиля при торможении. Использование электронного управления в тормозных системах в определенной степени уменьшает эти недостатки, но полностью данную проблему не решает.

Правильный выбор АРР обеспечивает необходимые значения зазора и его стабильность. Задача выбора АРР может быть решена путем моделирования изменения зазора с помощью математического описания, при разработке которого должно учитываться влияние следующих факторов: регулировка зазора, износ тормозных накладок и температурное расширение барабана.

Сделаем следующие допущения:

при определении поглощаемой тормозным механизмом энергии за цикл торможения не учитываются инерционные массы вращающихся элементов автомобиля и силы сопротивления движению, которые незначительны и в определенной степени взаимокompенсируют друг друга;

не учитывается температурное расширение тормозных колодок, которое ввиду низкой теплопроводности тормозных накладок незначительно (установлено экспериментально);

не учитывается износ тормозного барабана, который на порядок меньше износа тормозных накладок.

Кроме того, имеются допущения, связанные с выводом формул, которые отражены при разработке математического описания.

Математическое описание изменения зазора разрабатывалось применительно к тормозному механизму с инвариантным АРР (нечувствительным к давлению в приводе, осуществляющим регулировку, как при экстренных, так и при служебных торможениях). К таким регулировочным рычагам относятся: Haldex AA1, Haldex S-ABA, рычаг производства ЗАЗ. Для разработки описания устанавливались связи между зазорами, приведенными к ходам штока тормозной камеры при двух последовательных торможениях. Целевой функцией является минимальный ход штока, при выборке которого возникает тормозной момент.

С учетом факторов, оказывающих влияние на зазор, при наличии избыточного зазора зависимость ходов штока (т. е. зазоров, приведенных к ходам штока) при двух последовательных торможениях имеет вид:

$$y_{n+1} = y_n + y_{In} + y_{Tn} - f, \quad (1)$$

где y_{n+1} — ход штока $(n+1)$ -го торможения; y_n — ход штока n -го торможения; y_{In} — изменение хода штока, вызванное изнашиванием накладок при n -м торможении; y_{Tn} — изменение хода штока, вызван-

ное изменением температуры барабана с момента соприкосновения накладок и барабана при n -м торможении до момента соприкосновения накладок и барабана при $(n + 1)$ -м торможении; f — уменьшение избыточного зазора, вызванное его регулировкой.

Принято, что в момент растормаживания при n -м торможении температура тормозного барабана равна его температуре в момент начала $(n + 1)$ -го торможения.

Исходя из принципа работы АРР, имеем:

$$f = \frac{F}{i}, \quad (2)$$

где F — ход штока, на котором происходит регулировка; i — передаточное отношение АРР.

Ход штока находится по формуле

$$F = y_n + f - C + k - s_n z. \quad (3)$$

где C — свободный ход; k — опережение включения блокирующей муфты; z — дискретность; s_n — случайное число, $-s \leq s_n \leq (1 - s)$ [здесь s — отношение длины участка грани зуба, входящего в контакт при передаче усилия, приведенное к углу поворота муфты (к угловому шагу зубчатого зацепления муфты), выражается в долях единицы].

Введение показателя s_n в формулу (3) вызвано тем, что в процессе торможения происходят выключение и включение блокирующей муфты. При этом при включении муфты возможно как точное сопряжение зубьев, так и попадание зуба на зуб, а также другие промежуточные варианты. При неточном сопряжении зубьев в муфте образуется свободный ход. Выбор свободного хода в муфте носит случайный характер.

Подставив формулу (1) в формулу (3), а формулу (3) в равенство (2) и выразив зависимость через f , получим:

$$f = \frac{y_n - C + k - s_n z + y_{In} + y_{Tn}}{i}. \quad (4)$$

Из выражений (4) и (1) найдем зависимость между ходами штока при двух последовательных торможениях и параметрами АРР:

$$y_{n+1} = \frac{(y_n + y_{In} + y_{Tn})(i - 1) + C - k + s_n z}{i} \quad (5)$$

при $C - k + s_n z > y_n + y_{In} + y_{Tn}$.

Условие выражения (5) обусловлено тем, что данное выражение справедливо только при избыточном зазоре.

Ввиду дискретности работы регулирующего механизма с АРР при регулировании возможны варианты, при которых "считываемый" излишний зазор имеет отрицательное значение. В этом случае АРР должен обеспечивать регулировку на увеличение

зазора, чего в действительности не происходит из-за наличия в регулирующем механизме муфты свободного хода. Но ввиду того, что при отсутствии избыточного зазора регулировка не производится, связь между ходами штока при двух последовательных торможениях должна быть дополнена условием: если $f < 0$, то $f = 0$.

Тогда

$$y_{n+1} = y_n + y_{In} + y_{Tn} \quad \text{при } C - k + s_n z \leq y_n + y_{In} + y_{Tn}. \quad (6)$$

Дальнейшая разработка математического описания сводится к последовательному решению трех задач, связанных с определением:

1) параметров АРР: передаточного отношения i , свободного хода C , опережения k включения блокирующей муфты, дискретность z ;

2) изменения хода y_{In} штока, вызванного износом накладок;

3) изменения хода y_{Tn} штока, вызванного изменением температуры барабана.

Первая задача. Передаточное отношение регулирующего механизма представляет собой отношение угла поворота АРР, характеризующего избыточный зазор, к углу поворота червячного колеса при регулировке избыточного зазора.

При регулировке избыточного зазора жестко закрепленный поводок 1 АРР (рис. 1) воздействует на зубчатую рейку 2, которая посредством муфты 3 вращает червячный вал 4. Червячный вал в свою очередь приводит во вращение червячное колесо 5.

Тогда передаточное отношение АРР определяется выражением

$$i = \frac{\alpha + \beta}{\beta} = 1 + \frac{\alpha}{\frac{\alpha R}{R_z u_{\text{ч}}}} = \frac{R_z u_{\text{ч}} + R}{R}, \quad (7)$$

где α — угол поворота АРР в период регулировки избыточного зазора, рад; β — угол поворота червячного колеса, рад; R — радиус поводка; R_z — радиус де-

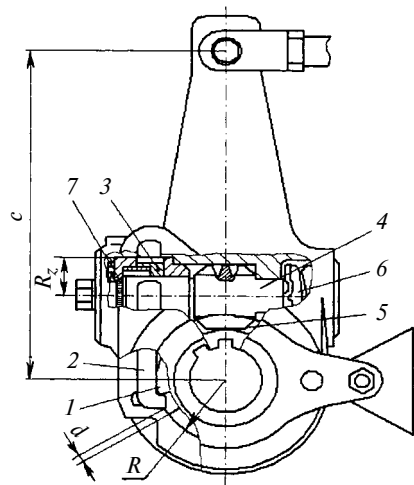


Рис. 1. Автоматический регулировочный рычаг Haldex AA1:

1 — поводок; 2 — зубчатая рейка; 3 — муфта свободного хода; 4 — червячный вал; 5 — червячное колесо; 6 — пружина; 7 — зубчатое зацепление блокирующей муфты

лительной окружности зубчатого зацепления муфты; u_q — передаточное число червячной передачи.

Регулирующий механизм не вступает в работу при повороте АРР на угол γ , при котором происходит выборка зазора d между зубчатой рейкой и поводком, определяющего свободный ход. Тогда

$$C = \frac{cdk_c}{R}, \quad (8)$$

где c — плечо регулировочного рычага; k_c — коэффициент, учитывающий зазоры между деталями привода, осуществляющего регулировку и деформации.

Дискретность регулирующего механизма обусловлена наличием зубчатого зацепления в блокирующей муфте. Ход штока, определяющий дискретность регулирующего механизма, равен ходу штока, необходимому для проворота блокирующей муфты на угол, равный угловому шагу зубчатого зацепления γ блокирующей муфты.

При регулировке воздействие на муфту передается от жестко закрепленного поводка I через зубчатую рейку. В этом случае угол поворота АРР, определяющий дискретность регулирующего механизма, $\varphi = \frac{2\pi R_z}{n_z R}$, где n_z — число зубьев блокирующей муфты.

Дискретность регулирующего механизма определяется выражением

$$z = \frac{2\pi R_z c}{n_z R}. \quad (9)$$

Муфта в регулирующем механизме предназначена для его блокировки во время хода штока тормозной камеры в области упругих деформаций тормозного барабана и элементов привода тормозного механизма. С момента включения муфты при обратном ходе привод регулировки зазора АРР вступает в работу.

Блокирующая муфта включается с опережением, т. е. до момента разъединения накладок и барабана. Параметр k можно определить из жесткой характеристики тормозного механизма (рис. 2), построенной до среднего давления в пневмосистеме ($p = 0,3$ МПа) при прямом и обратном ходах. Экспериментально установлено, что изменение k при изменении давления до максимального или минимального значений незначительно и составляет не более 10 %. Опережение включения блокирующей муфты определяется как ход штока от точки A до точки B : точка A соответствует ходу штока, при котором возникает тормозной момент при прямом ходе; точка B — ходу штока, при котором блокирующая муфта включается при обратном ходе.

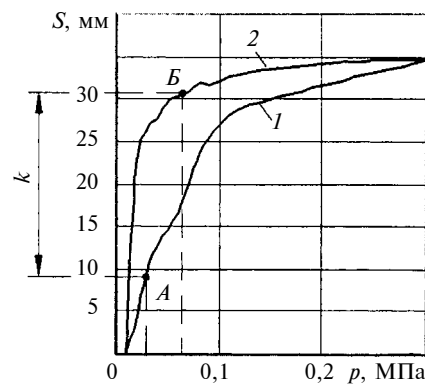


Рис. 2. Жесткостная характеристика тормозного механизма при прямом (1) и обратном (2) ходах

Вторая задача. Изменение хода штока, вызванное изнашиванием накладок при n -м торможении, имеет вид:

$$y_{In} = I_{Wn} k_{уд.пн} W_{Rn}, \quad (10)$$

где I_{Wn} — энергетическая интенсивность изнашивания; $k_{уд.пн}$ — коэффициент удельного износа накладки от перемещения при n -м торможении, т. е. увеличение хода штока тормозной камеры при изнашивании накладок на 1 мм^3 , мм^{-2} ; W_{Rn} — работа силы трения тормозного механизма при n -м торможении.

Работа силы трения определяется изменением кинетической энергии тела: $W_R = \int_{v_1}^{v_2} m v dv$, m — масса тела; v_1 , v_2 — скорости тела соответственно в начале и конце пути.

Тогда работа тормозной силы, создаваемой передним тормозным механизмом при n -м торможении, с учетом перераспределения массы [1] имеет вид:

$$W_{Rn} = \int_{v_{1n}}^{v_{2n}} \frac{m_a (b + \gamma_n h_g) v}{2L_a} dv, \quad (11)$$

где m_a — масса автомобиля; b — расстояние от центра тяжести автомобиля до заднего моста; h_g — расстояние от центра тяжести автомобиля до дороги; L_a — колесная база автомобиля; γ_n — удельная тормозная сила автомобиля при n -м торможении; v_{1n} , v_{2n} — скорости автомобиля в начале и конце торможения при n -м торможении.

При испытаниях на стенде работа тормозной силы $A_n = \frac{I v_n^2}{2r_{дин}^2}$, где I — момент инерции инерционных масс стенда; v_n — начальная скорость при n -м торможении; $r_{дин}$ — динамический радиус колеса.

Коэффициент удельного износа накладки от перемещения определяется по формуле

$$k_{уд.n} = \frac{\delta c}{S_H h_H}, \quad (12)$$

где δ — угол поворота разжимного кулака при полном износе тормозных накладок, рад; S_H, h_H — площадь боковой поверхности и ширина накладок тормозного механизма.

Износ тормозной накладки существенно зависит от температуры [2], следовательно, энергетическую интенсивность изнашивания $I_W = f(T)$ можно определить экспериментально.

Третья задача. Изменение хода штока, вызванное изменением температуры тормозного барабана, с момента соприкосновения накладок и барабана при n -м торможении до момента соприкосновения накладок и барабана при $(n + 1)$ -м торможении определяется выражением

$$y_{Tn} = L_{Tn} i_{TM}. \quad (13)$$

Здесь L_{Tn} — изменение зазора, вызванное изменением температуры барабана, с момента соприкосновения накладок и барабана при n -м торможении до момента соприкосновения при $(n + 1)$ -м торможении; i_{TM} — передаточное отношение тормозного механизма, т. е. отношение изменения максимального зазора к ходу штока (зазор по длине накладки переменный, максимальный зазор принимается в связи с тем, что именно для него характерно наименьшее передаточное отношение, следовательно, при температурном расширении барабана именно в зоне максимального зазора в первую очередь тормозная накладка войдет в контакт с рабочей поверхностью тормозного барабана):

$$i_{TM} = \frac{cc_{TM}}{i_{кул} h_{TM}}, \quad (14)$$

где cc_{TM} — расстояние от оси крепления колодки до оси тормозного барабана; $i_{кул}$ — передаточное отношение разжимного кулака (перемещение ролика при повороте разжимного кулака на 1 рад), мм/рад; h_{TM} — расстояние от оси крепления колодки до оси ролика.

Изменение зазора, вызванное изменением температуры барабана, определяется выражением

$$L_{Tn} = \Delta T_n \alpha_6 r_6. \quad (15)$$

Здесь T_n — изменение температуры барабана с момента соприкосновения накладок и барабана при n -м торможении до момента соприкосновения при $(n + 1)$ -м торможении; α_6 — коэффициент линейного расширения материала барабана; r_6 — радиус барабана;

$$\Delta T_n = T_n - T_{n+1}, \quad (16)$$

где T_n, T_{n+1} — температуры барабана соответственно при n -м и $(n + 1)$ -м торможениях.

Для определения температуры барабана используем следующие выражения:

$$\left. \begin{aligned} T_{n+1} &= T_n + T_{Hn} - T_{On}; \\ T_{Hn} &= \frac{W_{Rn}}{m_6 C_6}; \\ T_{On} &= T_n + T_{Hn} - T_n t_{On}; \\ T_{n,t+1} &= \\ &= \frac{2 T_{n,t} m_6 C_6 - T_{n,t} \alpha(v_{n,t}) F + 2 \alpha(v_{n,t}) F T_o}{2 m_6 C_6 + \alpha(v_{n,t}) F}; \\ T_{n,0} &= T_n + T_{Hn}; \\ \alpha &= f(v_{n,t}). \end{aligned} \right\} (17)$$

Здесь T_{Hn} — изменение температуры барабана, вызванное работой сил трения при n -м торможении; T_{On} — изменение температуры барабана, вызванное охлаждением с момента соприкосновения при n -м торможении до момента соприкосновения накладок и барабана при $(n + 1)$ -м торможении; m_6 — масса рабочей части обода барабана, в которой аккумулируется основная часть тепловой энергии (рис. 3); C_6 — теплоемкость материала барабана; α — коэффициент теплоотдачи; T_o — температура окружающей среды; F — площадь поверхности теплообмена; t — время теплообмена; t_{On} — время между двумя последовательными торможениями.

Граничные условия для выражений (17):

$$\left. \begin{aligned} \gamma_n &= f(n); \\ t_{On} &= f(n); \\ v_{n,t} &= f(n, t); \\ T_o &= \text{const.} \end{aligned} \right\} (18)$$

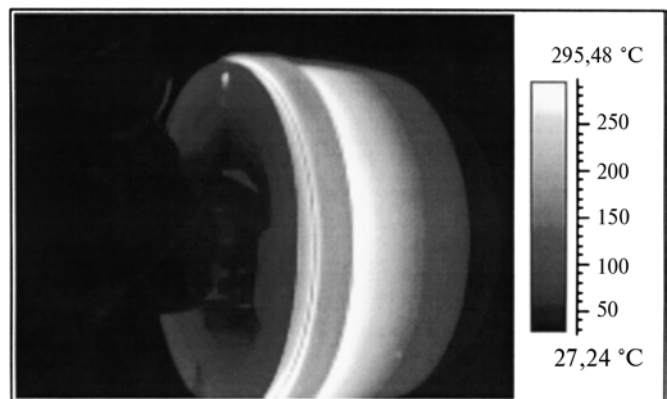


Рис. 3. Распределение температуры в ободу барабана при испытаниях тормозного механизма по правилам № 13 ЕЭК ООН в режиме типа 1 перед 19-м циклом торможения

Первые три выражения описывают режим движения автомобиля.

Зависимость произведения коэффициента теплоотдачи и площади поверхности теплообмена от скорости автомобиля может быть определена как экспериментально, так и расчетным путем с использованием известных программ и методик, в том числе программ приложений к пакетам графического моделирования, решающих задачи анализа теплопередачи.

Выражения (5)–(17) представляют собой математическое описание изменения зазора с граничными условиями (18), при этом начальные условия: $y_1 = \text{const}$, $T_1 = \text{const}$.

Расчеты характеристики АРР и изменения зазора выполнены при испытаниях тормозного механизма по правилам № 13 ЕЭК ООН в режиме типа 1 для системы (тормозной механизм, установленный на инерционном стенде) с параметрами: $R = 31$ мм; $R_z = 16$ мм; $u_{\text{ч}} = 22$; $c = 150$ мм; $d = 4$ мм; $k_c = 1,5$; $n_z = 90$; $k = 21$ мм; $I = 1178$ кг·м²; $r_{\text{дин}} = 0,505$ м; $v_n = 0$ (для АРР), $v_n = 14,72$ м/с (для изменения зазора); $S_n = 9384$ мм²; $h_n = 140$ мм; $c_{\text{ТМ}} = 157,5$ мм; $i_{\text{кул}} = 14,33$ мм/рад; $h_{\text{ТМ}} = 300,26$ мм; $\alpha_6 = 10^{-5}$; $r_6 = 200$ мм; $m_6 = 33$ кг; $C_6 = 500$ Дж/кг; $r_6 = 200$ мм; $T_0 = 20$ °С; $I_{Wn}(T) = -3,4 \cdot 10^{-15} \cdot T_n^4 + 5,2 \cdot 10^{-12} T_n^3 - 1,53 \cdot 10^{-9} \cdot T_n^2 + 1,44 \cdot 10^{-7} T_n + 2,144 \cdot 10^{-4}$ (определена экспериментально в режиме испытаний на изнашивание по методике SAE J661a); $\alpha(v)F = -1,163 \times 10^{-4} v^3 + 5,85 \cdot 10^{-4} v^2 + 0,3946v + 14,3$; $p = 3$ МПа; $s = -0,25$.

Начальные условия при определении характеристики АРР: $v_1 = 42$ мм, $T_1 = 20$ °С. При определении характеристики АРР значение y_n складывалось со значением хода штока, определяющего деформации элементов тормозного механизма, равного 26 мм. Экспериментальная характеристика АРР отражает изменение полного хода штока (с учетом деформаций элементов тормозного механизма).

Начальные условия при определении изменений зазора: $y_1 = 9$ мм (установлено при определении характеристики АРР), $T_1 = 20$ °С.

На рис. 4 представлены характеристики АРР, полученные расчетным путем и экспериментально. Наибольшая разность расчетных и экспериментальных значений составила 2 мм.

На рис. 5 представлены экспериментальная и расчетные зависимости изменения хода штока и его составляющих. Первые 20 циклов торможений — нагревание тормозного механизма, 21-й цикл — торможение при температуре тормозного механизма, охлажденного до температуры окружающей среды (проверка отсутствия подтормаживания).

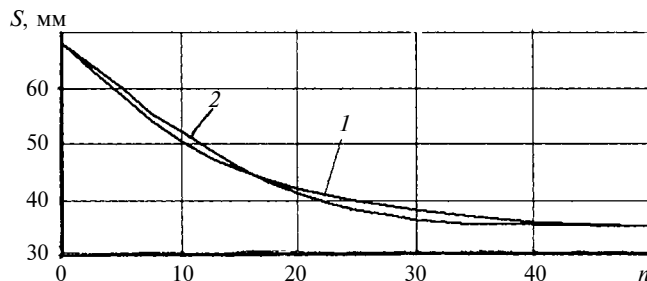


Рис. 4. Расчетная (1) и экспериментальная (2) характеристики АРР

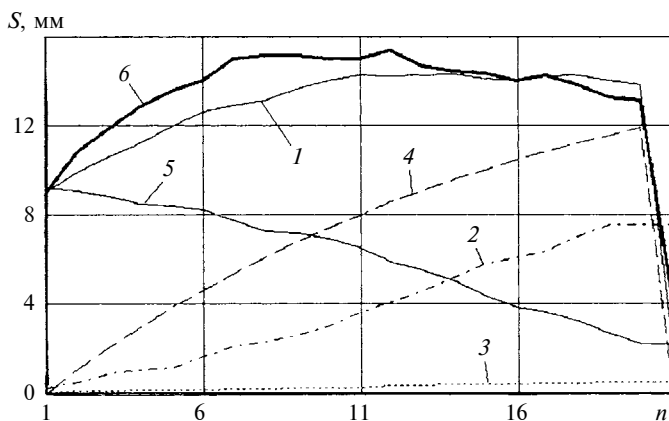


Рис. 5. Зависимости изменения хода штока и его составляющих при испытаниях тормозного механизма по правилам № 13 ЕЭК ООН в режиме типа 1:

1 — расчетная; 2 — расчетная, обусловленная регулированием; 3 — расчетная, обусловленная изнашиванием накладок; 4 — расчетная, обусловленная температурным расширением барабана; 5 — расчетная, приведенная к температуре окружающей среды; 6 — экспериментальная

Наибольшая разность расчетных и экспериментальных значений хода штока составила 2 мм, что свидетельствует об удовлетворительной сходимости результатов.

Предложенное математическое описание изменения зазора в барабанном тормозном механизме с пневмоприводом позволяет проводить расчет АРР и рационализировать его параметры.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лукин П. П., Гаспарянец Г. А., Радионов В. Ф. Конструирование и расчет автомобиля. М.: Машиностроение, 1984. 376 с.
2. Моделирование трения и изнашивания в машинах / Э. Д. Браун, Ю. А. Евдокимов, А. В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 1982. 191 с.

Сверхвысоковакуумный линейный асинхронный двигатель с катящимся ротором и концентраторами магнитного потока

Представлен аналитический метод расчета сверхвысоковакуумного линейного асинхронного двигателя с катящимся ротором и концентраторами магнитного потока, в основе которого лежит принцип аналоговой аппроксимации ортотропных сред. Электромагнитный момент двигателя рассчитывается по дифференциальным характеристикам электромагнитного поля, полученным с учетом конфигурации концентраторов магнитного потока.

Analytical calculation method of ultrahigh vacuum linear induction motor with rolling rotor and magniflux concentrators based on a principle of analog approximation of orthotropic media is presented. The motor's electromagnetic torque is calculated using differential characteristics of the electromagnetic field obtained subject to configuration of magniflux concentrators.

Магистрально-модульные манипуляторы на основе линейных асинхронных двигателей (ЛАД) с катящимся ротором позволяют реализовать транспортные поступательные и вращательно-поступательные перемещения объектов "за экраном" разветвленных сверхвысоковакуумных технологических объемов [1]. Источником бегущего электромагнитного поля (первичный элемент двигателя) является индуктор, установленный, как правило, вне вакуумного объема. Исполнительный орган манипулятора (система катящихся роторов — вторичный элемент двигателя) располагается непосредственно в технологической среде камеры или в связующем транспортном канале. Большой эквивалентный рабочий зазор двигателя с учетом толщины немагнитных экранов существенно снижает магнитное взаимодействие первичного и вторичного контуров, что, в конечном счете, отрицательно сказывается на его энергетических показателях. В настоящей работе рассматривается электрическая машина, в которой в зоне активной поверхности ротора, обращенной к индуктору, установлены анизотропные концентраторы магнитного потока [2].

Аналоговая модель двигателя. Анизотропный концентратор магнитного потока представляет собой совокупность чередующихся ферромагнитных пластин (зубцов), направление чередования которых совпадает с направлением чередования активного слоя индуктора.

На рис. 1 представлена схема силового модуля сверхвысоковакуумного ЛАД с катящимся ротором и концентратором магнитного потока, а также расчетные зоны (фигурные скобки) и параметры: τ_1 — полюсное деление индуктора; h_{10} , h_{11} — толщины активного слоя и ярма индуктора; h_{21} — толщина не-

магнитного экрана; h_{22} — рабочий зазор; $h_{23(i)}$ — высота паза (зубца) на средней части зубцового деления для i -й координаты $\varphi_{\tau F(i)}$; h_{24} — второй рабочий зазор; R — радиус внешней поверхности ротора; R_F — радиус расточки концентратора магнитного потока; R_{cp} — радиус средней поверхности активного слоя ротора; r — радиус поверхности качения (вала) ротора; R_c — радиус внешней поверхности магнитопровода ротора. Ротор двигателя перемещается по оси X . Модель элементарного двигателя с расчетными зонами представлена в таблице.

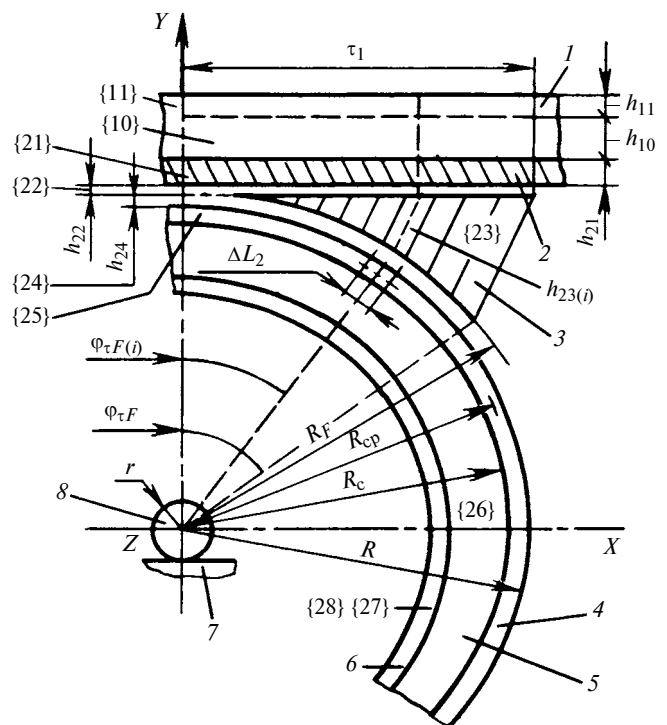


Рис. 1. Расчетные зоны двигателя (фигурные скобки):

1 — индуктор; 2 — стенка вакуумной камеры (экран); 3 — концентратор магнитного потока; 4 — активный слой ротора (медь, алюминий); 5 — магнитопровод ротора (шихтованная электротехническая сталь); 6 — защитная оболочка ротора (медь, алюминий); 7 — вал ротора; 8 — направляющие качения ротора

Расчетная зона	Элементы модели
12	$\mu_0, \gamma_{12} = 0$
11	$\mu_{X11} = \mu_{Y11} = \mu_F, \gamma_{11} = 0$
10	$\mu_{X11}, \mu_{Y11}, \gamma_{10}, \Delta L_m$
21	μ_0, γ_{12}
22	$\mu_0, \gamma_{22} = 0$
23	$\mu_{X23}, \mu_{Y23}, \gamma_{23}$
24	$\mu_0, \gamma_{24} = 0$
25	μ_0, γ_{25}
26	$\mu_{X26} = \mu_{Y26} = \mu_F, \gamma_{26} = 0$
27	μ_0, γ_{27}
28	$\mu_0, \gamma_{28} = 0$

При формировании расчетной модели двигателя наложены следующие ограничения:

1) активный слой индуктора представляет собой бесконечную по координатам X и Z линейную ортотропную среду с усредненными электрическими и магнитными характеристиками;

2) за источник синусоидальной бегущей электромагнитной волны принимается сторонняя плотность Δ_{10m} тока обмотки индуктора;

3) симметричное распределение магнитного поля в проводящей зоне ротора относительно вертикальной плоскости $Y-Z$, проходящей через центр оси вала ротора (эффект искажения электромагнитной волны в набегающей и сбегающей частях ротора не учитывается);

4) граничные поверхности сред считаются плоскопараллельными и образующими рабочий зазор и область концентратора магнитного потока в пределах элементарного участка ΔL_2 (см. рис. 1) вторичного контура.

В формируемой расчетной модели двигателя исследуется распределение электромагнитного поля всех его областей с учетом усредненных характеристик анизотропных участков {10} и {23} методом аналоговой схемной аппроксимации ортотропных сред [3, 4].

На рис. 2, а представлена схема замещения активного модуля. Параметры активного модуля (активный слой индуктора, участок {10}):

$$\underline{Z}_{A10} = \frac{j\omega\mu_{X10}}{\underline{\beta}_{10}} \operatorname{sh}(\underline{\beta}_{10}h_{10});$$

$$\underline{Z}_{B10} = \frac{j\omega\mu_{X10}}{\underline{\beta}_{10}} \operatorname{cth}(\underline{\beta}_{10}h_{10});$$

$$J_m = \frac{2\Delta_{10m}}{\underline{\beta}_{10}} \operatorname{th}(\underline{\beta}_{10}h_{10}/2).$$

Пассивные модули расчетной структуры имеют типовой элемент (рис. 2, б) с параметрами:

$$\underline{Z}_{Ak} = \frac{j\omega\mu_{Xk}}{\underline{\beta}_k} \operatorname{sh}(\underline{\beta}_kh_k);$$

$$\underline{Z}_{Bk} = \frac{j\omega\mu_{Xk}}{\underline{\beta}_k} \operatorname{cth}(\underline{\beta}_kh_k).$$

Здесь $\underline{\beta}_k^2 = \frac{\mu_{Xk}}{\mu_{Yk}} \alpha_k^2 + j\omega\mu_{Xk}\gamma_{Zk}S_k$, где $\alpha_k = \pi/\tau_k$,

S_k и τ_k — параметры скольжения и полюсной дуги (размер полюса) k -го участка.

Для участка {10} значения усредненных магнитных и электрических характеристик рассчитываются по следующим формулам [1]:

абсолютная магнитная проницаемость по оси X :

$$\mu_{X10} = t_{Z1}\mu_F\mu_0/(b_{Z1}\mu_0 + b_{\Pi1}\mu_F);$$

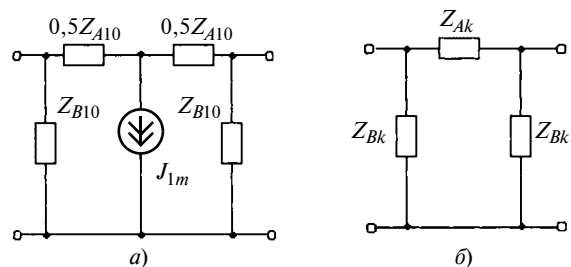


Рис. 2. Аналоговые схемы замещения активного модуля (а) и k -го пассивного модуля (б)

абсолютная магнитная проницаемость по оси Y :

$$\mu_{Y10} = (b_{\Pi1}\mu_0 + b_{Z1}\mu_F)/t_{Z1};$$

удельная электрическая проводимость по оси Z :

$$\gamma_{10} = \gamma_{Z10} = \gamma_{Y10} = \gamma_F b_{Z1} k_c / t_{Z1},$$

где μ_F — абсолютная магнитная проницаемость электротехнической стали; μ_0 — магнитная постоянная; b_{Z1} — ширина зубца; $b_{\Pi1}$ — ширина паза индуктора; t_{Z1} — деление зубцов индуктора; γ_F — удельная электрическая проводимость стали с учетом температурной поправки; k_c — коэффициент заполнения ферромагнитного элемента сталью; ω — частота тока индуктора.

Распределим симметричную часть вторичного элемента по дуге угла $\varphi_{\tau F}$ (см. рис. 1) вместе с соответствующими частями концентратора магнитного потока и первичного элемента на n элементарных структур длиной ΔL_2 . Выберем i -й участок, которому соответствует координата $\varphi_{\tau F(i)}$. В соответствии с принятыми ограничениями сформируем структуру расчетной модели для элементарного двигателя (см. рис. 2). По модели исследуем распределение электромагнитного поля с последующим суммированием полученных интегральных характеристик с учетом изменяющихся значений высоты паза (зубца) концентратора $h_{23(i)}$ и параметра k -го скольжения участка $S_{k(i)}$.

Для участка {23} (область концентратора магнитного потока) значения усредненных магнитных и электрических характеристик рассчитываются по аналогии с магнитными и электрическими сопротивлениями с учетом изменяющейся высоты зубца концентратора магнитного потока в функции изменения координаты $\varphi_{\tau F(i)}$. При этом полагают, что параметр t_{Z23} деления зубцов концентратора магнитного потока равен длине ΔL_2 элементарного участка разбиения. В этом случае на элементарном участке высота паза и высота зубца концентратора практически не отличаются друг от друга.

Магнитное сопротивление на t_{Z23} по оси X составляет: $R_{MX(i)} = t_{Z23}/\mu_{X23(i)}h_{23(i)}b$, где b — ширина активной части концентратора; $h_{23(i)}$ — высота паза (зубца) на средней части зубцового деления для i -й координаты $\varphi_{\tau F(i)}$. Здесь

$$h_{23(i)} = \frac{R_F(1 - \cos\varphi_{\tau F(i)})}{\cos \operatorname{arctg} \frac{\tau_1 - R_F \sin\varphi_{\tau F}}{R_F(1 - \cos\varphi_{\tau F})}}, \quad \text{где } \varphi_{\tau F} = \tau_1/R_{\text{ср}};$$

$$\varphi_{\tau F(i)} = \varphi_{\tau F} \left[1 - \frac{1}{n} (i - 0,5) \right], \quad i = 1, 2, 3, \dots, n;$$

n — число элементарных участков в зоне угла $\varphi_{\tau F}$.

Усредненная магнитная проницаемость для элементарного участка зоны {23} по оси X будет:

$$\mu_{X23(i)} = \left[\frac{1}{\mu_F} (1 - \xi_{23})A + \frac{1}{\mu_0} \xi_{23}B \right]^{-1}. \quad \text{Здесь}$$

$$\xi_{23} = b_{\text{п}23}/t_{Z23} \quad (b_{\text{п}23} \text{ — ширина паза концентратора потока); } A = \frac{1 - \cos\varphi_{\tau F(i)}}{1 - \cos\varphi_{23ZF(i)}}, \quad B = \frac{1 - \cos\varphi_{\tau F(i)}}{1 - \cos\varphi_{23\text{п}F(i)}},$$

$$\text{где } \varphi_{23ZF(i)} = \varphi_{\tau F} \left\{ 1 - \frac{1}{n} [i - 0,5(1 + \xi_{23})] \right\}; \quad \varphi_{23\text{п}F(i)} = \varphi_{\tau F} \left[1 - \frac{1}{n} (i - 0,5\xi_{23}) \right], \quad \xi_{23}b_{\text{п}23}/t_{Z23}, \quad b_{\text{п}23} \text{ — ширина паза концентратора потока. Упрощенное выражение усредненной магнитной проницаемости по оси } X \text{ для } \mu_F \gg \mu_0 \text{ будет: } \mu_{X23(i)} \approx \frac{\mu_0}{\xi_{23}} \frac{1 - \cos\varphi_{23\text{п}F(i)}}{1 - \cos\varphi_{\tau F(i)}}.$$

Из условия для магнитных сопротивлений паза и зубца концентратора магнитного потока по оси Y имеем:

$$R_{\text{м}Y(i)} = \frac{R_{\text{мп}Y(i)}R_{\text{м}ZY(i)}}{R_{\text{мп}Y(i)} + R_{\text{м}ZY(i)}}, \quad \text{где } R_{\text{мп}Y(i)} = \frac{h_{\text{п}23(i)}}{\mu_0 b_{\text{п}23} b}; \quad R_{\text{м}ZY(i)} = \frac{h_{Z23(i)}}{\mu_F b_{Z23} b}.$$

Усредненная магнитная проницаемость для элементарного участка зоны {23} по оси Y $\mu_{Y23(i)} =$

$= \mu_F(1 - \xi_{23})A + \mu_0\xi_{23}B$. Упрощенное выражение усредненной магнитной проницаемости по оси Y для $\mu_F \gg \mu_0$ будет $\mu_{Y23(i)} \approx \mu_F(1 - \xi_{23})A$.

С учетом приведенных выражений и при допущении, что $\gamma_{Z23} = 0$, волновая характеристика усредненной области концентратора магнитного потока имеет вид:

$$\beta_{23} = \alpha_{23} \left[\xi_{23}(1 - \xi_{23}) \frac{\mu_F}{\mu_0} AB + (1 - \xi_{23})^2 A^2 + \xi_{23}^2 B^2 \right]^{-1}, \quad \text{где } \alpha_{23} = \pi/\tau_1.$$

При установившемся вращательно-поступательном движении ротора показатель скольжения для i -го участка проводящей поверхности — величина переменная и зависит от пространственного расположения (относительно индуктора) этого участка.

Показатель скольжения i -го участка ротора вторичного элемента в точке, максимально приближенной к индуктору, находят по формуле: $s(i) = \frac{v_1 - v_{2X(i)}}{v_1}$, где $v_1 = 2\tau_1 f_1$ — скорость бегущей электромагнитной волны индуктора; f_1 — частота тока индуктора; $v_{2X(i)} = v_1(1 - s) \left[\pm \frac{r}{R_{\text{ср}} \pm r} + \left(1 \pm \frac{r}{R_{\text{ср}} \pm r} \right) \times \sin(\pm\varphi_{\tau F(i)}) \right]$ — составляющая вектора скорости i -го участка по оси X . Верхние знаки относятся к компоновке двигателя с верхним расположением индуктора, нижние — к компоновке с нижним расположением индуктора.

Усредненная магнитная проницаемость по оси Y для $\mu_F \gg \mu_0$ будет:

Электромагнитный момент. Результирующий электромагнитный момент при совокупности воздействия всей активной поверхности ротора опре-

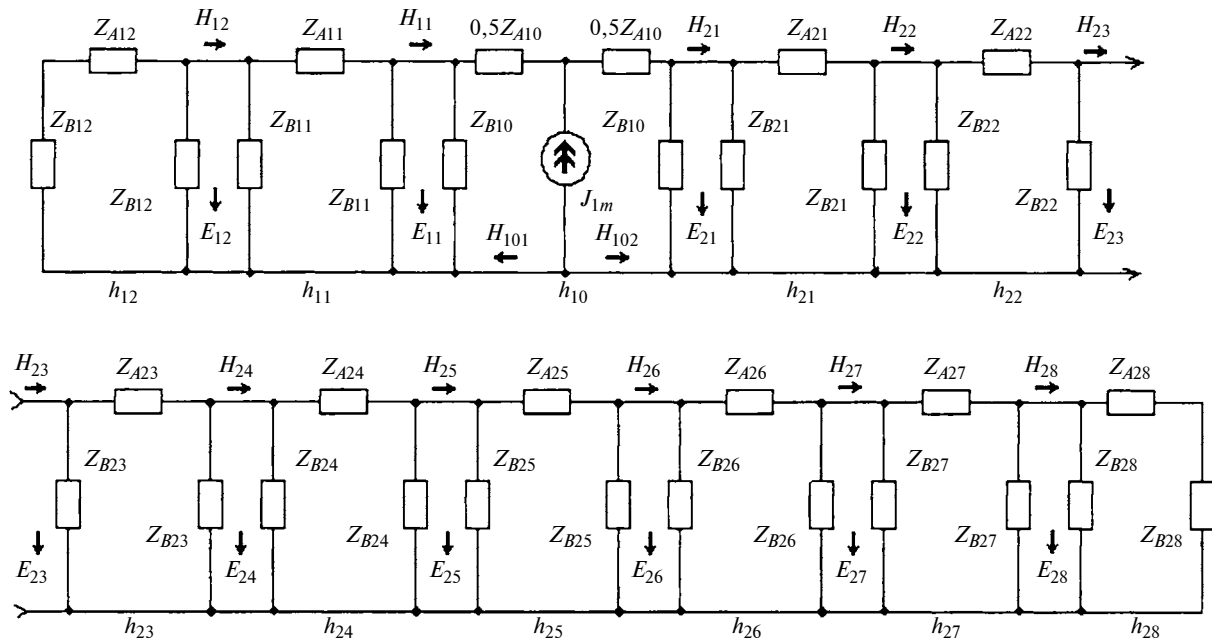


Рис. 3. Аналоговая схема замещения ЛАД

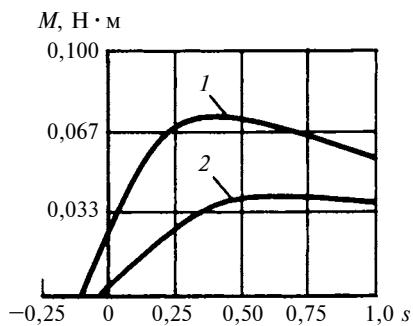


Рис. 4. Механические характеристики ЛД:

1 — с концентраторами магнитного потока;
2 — без концентратора

деляется алгебраической суммой всех i -х моментов с учетом приведения элементарных электромагнитных усилий к центру масс ротора:

$$M = \sum_{i=1}^n 2F_{(i)} \left\{ r + R_{\text{ср}} \cos \left(\varphi_{\tau F} \left[1 - \frac{1}{n} (i - 0,5) \right] \right) \right\}.$$

Здесь $F_{(i)}$ — элементарное электромагнитное усилие по оси X i -го участка ротора: $F_{(i)} = 0,5b_1 \times$

$\times (\Delta L_2) \frac{\alpha_1}{\omega} \text{Re}[E_{24(i)} H_{24(i)}^*]$, где $E_{24(i)}$, $H_{24(i)}^*$ — ком-

плексные тангенциальные составляющие напряженности соответственно электрического и магнитного полей на границе участка {24}, которые рассчитываются с учетом полученных соотношений и рекомендаций работы [4] по аналоговой схеме замещения (рис. 3) ЛД.

На рис. 4 представлены механические характеристики ЛД с катящимся ротором. Все параметры рассматриваемых двигателей (включая характеристики экрана) идентичны.

Таким образом, большой эквивалентный рабочий зазор ЛД с катящимся ротором с учетом толщин защитного экрана и оболочек существенно снижает магнитное взаимодействие первичного и вторичного контуров, что отрицательно отражается на энергетических показателях. Поэтому установка в свободные области рабочего зазора ферромагнитной структуры с явно выраженными анизотропными свойствами (концентратор магнитного потока) приводит к существенному улучшению состояния магнитной цепи.

Метод схемной аппроксимации совместно с методами усреднения анизотропных структур позволяет получить приемлемые выражения для характеристики неравномерного рабочего зазора, заполненного анизотропным ферромагнетиком, и на основании аналоговой модели двигателя сформировать основные положения методики его электромагнитного расчета.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Полевский В. И.** Электромеханизмы для технологических сверхвысоковакуумных систем на основе специальных линейных асинхронных двигателей: Дис. ... д-ра техн. наук. Новосибирск, 1994. 465 с. Машинопись.
2. **А. с. 1494163 СССР.** Линейный электрический двигатель с катящимся ротором.
3. **Инкин А. И.** Схемная аппроксимация линейных сред, находящихся под воздействием электромагнитного поля // *Электричество*. 1975. № 4. С. 64—67.
4. **Полевский В. И.** Электромагнитный момент специального линейного асинхронного двигателя с катящимся ротором // *Электротехника*. 1990. № 5. С. 27—32.

УДК 621.01:534

Б. А. КАЛАШНИКОВ, канд. техн. наук (Омский ГТУ)

Экспериментальное исследование частотных характеристик системы с неоднозначной кусочно-нелинейной характеристикой позиционной силы

Приведены результаты исследований частотных характеристик системы с одной степенью свободы, неоднозначная кусочно-нелинейная характеристика позиционной силы которой формируется путем дискретной коммутации деформируемой и аккумулирующей частей пневмоэлемента, осуществляемой в амплитудных положениях защищаемого объекта. Физическая картина диссипации энергии уточнена анализом энергетического баланса. Проведена оценка сухого трения и установлено его влияние на коэффициент относительного затухания.

Investigation results of the frequency characteristics of a system with one degree of freedom, the ambiguous piecewise non-linear characteristic of positional force of which is formed by means of discrete commutation of deformed and positional parts of a pneumatic element being realized in amplitude positions of protected object, are presented. Physical pattern of the energy dissipation has been specified by analysis of the energetic balance. Estimation of dry friction has been made, and its influence upon the relative attenuation factor has been established.

Основной целью исследований, результаты которых приведены в работах [1—5], являлось определение эффективности различных демпфирующих устройств, устанавливаемых между камерами пневмоэлемента для обеспечения допустимого уровня ускорений или относительных перемещений объекта защиты. Основным критерий эффективности — коэффициент относительного затухания, определяли обработкой записей свободных колебаний, используя формулы линейной теории. В работах [2, 5, 6, 8] показано, что при дросселировании газа гибким трубопроводом уровень диссипации оказывается недостаточным. Однако в работе [4] отмечена высокая эф-

фективность дросселя, работающего только при разгрузке элемента. Контрольные испытания дроссельных демпферов, приведенные в работе [1], показали их низкую эффективность. Для системы, имеющей демпфер с мембраной, значение коэффициента относительного затухания не удалось получить выше 0,14. В этой же работе делается вывод о малой эффективности таких демпферов даже при аккумулирующем элементе большого объема. Единственной целью измерений температур газов и стенок являлось определение температурного режима работы двухкамерных пневмоэлементов в различных условиях [3—5, 9]. Эффективность дроссельных демпферов и оценка оптимальных соотношений параметров двухкамерных пневмоэлементов, используемых в пневмоподвешивании вагонов и локомотивов, рассматривались в работах [8—12].

Основным способом усиления диссипативных свойств двухкамерных пневмоэлементов с неоднозначной характеристикой позиционной силы является интенсификация в них внутренних необратимых процессов. В целях получения наибольшего демпфирования эти процессы необходимо выполнять дискретно в окрестности амплитудных положений объекта защиты [13, 14].

Независимо от типа устройства, устанавливаемого между частями пневмоэлемента, полученные ранее экспериментальные данные по коэффициенту относительного затухания в силу особенностей применяемого метода не дают его адекватной оценки. Это объясняется тем, что они получены при свободном движении системы без учета начального смещения, влияющего на амплитуду, хотя она наряду с отношением масс частей пневмоэлемента оказывает существенное влияние на коэффициенты демпфирования и жесткости. В результате были получены некоторые постоянные оценки коэффициента апериио-

дичности, не позволяющие достоверно оценить уровень колебаний в режиме вынужденного движения.

Зависимости эквивалентных коэффициентов демпфирования и жесткости от амплитуды колебаний указывают на целесообразность нахождения частотной характеристики коэффициента относительного затухания в режиме вынужденного движения и необходимость выбора метода линеаризации, поскольку он определяет вид выражений коэффициентов, в которые подставляются значения, полученные экспериментально. Кроме того, ввиду отсутствия единства взглядов на природу демпфирования, вызываемого перетеканием и смешиванием газов, для проверки механизма диссипации тепловые и температурные измерения следует организовать таким образом, чтобы обеспечивалась возможность составления уравнения энергетического баланса колебательной системы.

Таким образом, необходимо получить экспериментальные частотные характеристики для системы, неоднозначная кусочно-нелинейная характеристика позиционной силы которой формируется пневмоэлементом с дискретной коммутацией его частей, осуществляемой в крайних положениях объекта, и сравнить их с теоретическими, полученными методом гармонической линеаризации. Кроме того, следует также подтвердить гиперболический тип частотной характеристики коэффициента относительного затухания и его высокий уровень в резонансе для систем с дискретной коммутацией. А также путем экспериментальной проверки уравнения энергетического баланса системы уточнить физическую картину процесса диссипации энергии и определить величину сил сухого трения для элемента с резинокордной оболочкой (РКО).

Стенд (рис. 1) для динамических испытаний включает в себя

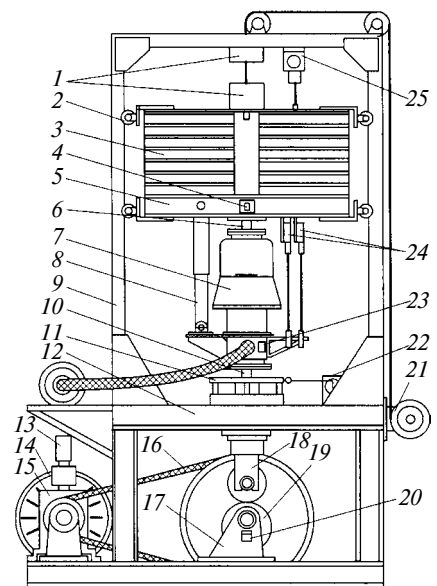


Рис. 1. Стенд для динамических испытаний системы с одной степенью свободы с кусочно-нелинейной характеристикой позиционной силы

привод и металлоконструкцию¹. Привод состоит из асинхронного двигателя 14 мощностью 75 кВт с частотой вращения 500 мин⁻¹, универсального регулятора 15 скорости, ременной передачи 16, кулачкового узла 17 и толкателя 18, соединенных последовательно. На управляющем шкиве регулятора 15 установлен электропривод 13, позволяющий плавно изменять частоту вращения выходного вала и тем самым устанавливать частоту возмущения от 0 до 20 с⁻¹. Электропривод 13 состоит из двигателя постоянного тока, редуктора и муфты, в конструкции которой предусмотрена возможность ручного изменения частоты возмущения.

В металлоконструкцию входят рама 9 и стол 12, в направляющем узле которого перемещается толкатель 18. Основным элементом кулачкового узла 17 является эксцентрик 19, позволяющий изменять возмущение по закону $x(t) = x_0(1 - \cos \omega t)$, где $x_0 =$

¹ Идея конструкции стенда принадлежит Б. Н. Фитилеву и Г. С. Аверьянову.

$= 2,5 \cdot 10^{-3}$ м — амплитуда; ω — частота, измеряемая датчиком 20.

Амортизируемый объект имитирует набор грузов 3, закрепленных на балке 5 с помощью стяжек. В верхней части набора грузов и в нижней части балки установлены опоры 2 качения, ролики которых перемещаются по направляющим стойкам рамы 9. Конструкция опор качения обеспечивает независимое перемещение каждой из них в любом из трех взаимноперпендикулярных направлений. Это необходимо для уменьшения ребордного трения роликов и устранения нежелательного нагружения датчиков 6, 10 силы. Испытуемый пневмоэлемент 7 установлен между этими датчиками. Предусмотрена также возможность параллельной установки гидравлического амортизатора 8.

Параметры возмущения, относительных и абсолютных перемещений измеряются с помощью потенциометрических датчиков 22, 24, 25 типов УПСД и ИС-375А. Датчик 24 используется в качестве командного для системы управления электроклапаном. Измерения абсолютных ускорений объекта выполняются акселерометром 4 типа ДУ-5С, работающим в комплекте с виброизмерительной аппаратурой ВИ-6ТН. Продольные силы (вторая группа параметров) измеряются с помощью тензометрических датчиков 6 и 10. В качестве усилителя-преобразователя использовали тензостанции ТА-5 или ТОПАЗ-3.

Пневмоэлемент с дискретной коммутацией частей (рис. 2) состоит из деформируемой части 5, аккумуляторной части 16 и импульсного электроклапана 6. В качестве основного элемента используется резинокордная оболочка 4 типа Н-138, разработанная на НПП "Прогресс" (г. Омск). Общий объем пневмоэлемента и массу газа в нем можно увеличить с помощью разборного баллона (рис. 3). Объемы частей пневмоэлемента изменяются перестановкой электроклапана 6 (см. рис. 2

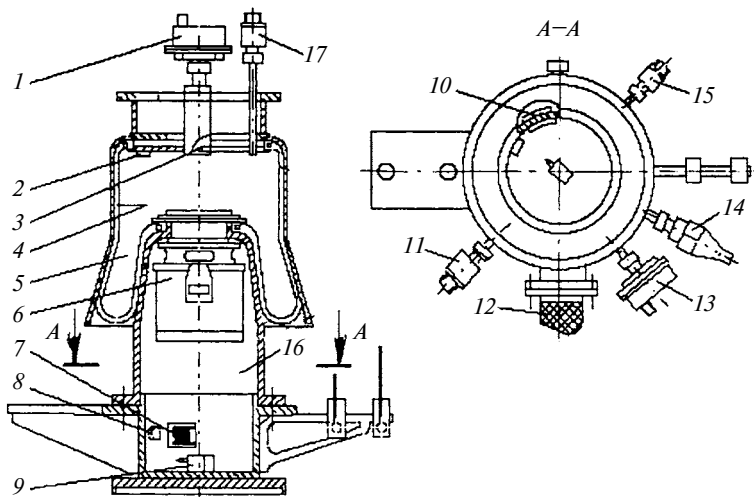


Рис. 2. Пневмоэлемент с дискретной коммутацией частей

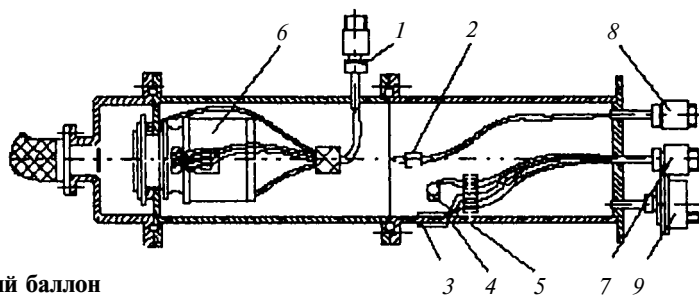


Рис. 3. Разборный баллон

и 3). Аккумуляторная часть присоединяется с помощью металлорукава 12 длиной 1,3 м и диаметром 0,05 м.

Для включения электроклапана в систему управления [15], а датчиков, установленных внутри пневмоэлемента, в систему измерений предусмотрены гермоводы 11, 14, 15, 17 (см. рис. 2) и 1, 7, 8 (см. рис. 3).

Давления в частях пневмоэлемента измеряются потенциометрическими датчиками 1, 13 типа МД-Т (см. рис. 2) и 9 (см. рис. 3). Температура газов измеряется с помощью хромель-копелевых термопар 3, 9 (см. рис. 2) и 2 (см. рис. 3). Для определения температуры холодных спаев используется цифровой термометр Ф-206. Температура внутренних и наружных стенок измеряется с помощью платиновых термометров сопротивления 7 и 10 типа ИС-545А (см. рис. 2), 3, 4 (см. рис. 3) и 23 (см. рис. 1) с но-

минальным сопротивлением 100 Ом при температуре 0 °С. Для регистрации показаний термометров сопротивления использовался автоматический мост КСМ-4. Тепловые потоки между газами полостей и стенками пневмоэлемента измеряются датчиками 2, 8 (см. рис. 2) и 5 (см. рис. 3).

Клапан совместно с системой управления в моменты достижения наибольших значений разности химических потенциалов должен осуществлять кратковременное сообщение частей пневмоэлемента с целью быстрого обращения ее в производство энтропии [13, 14]. В этом случае оно оказывается наибольшим за период колебаний, что приводит и к наибольшему рассеянию энергии за единицу времени.

Импульсный электроклапан (рис. 4) имеет два магнитопровода 1 и 6, между которыми расположен подвижный якорь 3 с жестко закрепленной соленоидной ка-

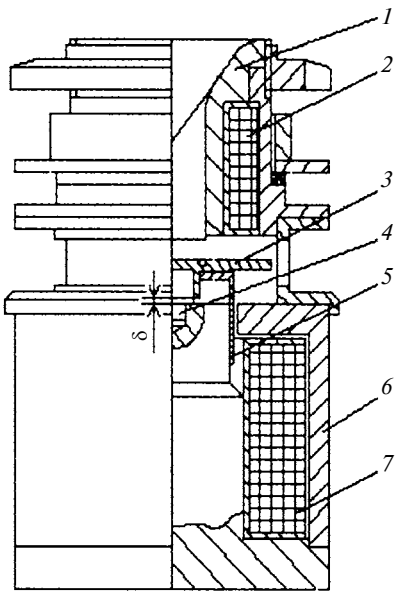


Рис. 4. Импульсный электроклапан для коммутации частей пневмоэлемента

тушкой 5, помещенной в зазор магнитопровода 6. Изменением высоты упора 4 достигается регулирование зазора δ , а следовательно, и усилия, фиксирующего якорь 3 в открытом положении [13].

Для открытия клапана снимается напряжение с обмотки 2 и подается импульс в катушку 5. Якорь 3 под действием электродинамической силы перемещается до соприкосновения с упором 4 и удерживается в этом положении электромагнитной силой. Закрывается клапан при одновременной подаче импульсов на обмотку 2 и катушку 5. При этом обмотка 7 находится под напряжением, обеспечивающим максимальное значение индукции в зазоре. Данный импульсный электроклапан позволяет надежно разъединять части пневмоэлемента для создания наибольшей разности химических потенциалов, а также быстро коммутировать эти части, обеспечивая при этом высокий уровень диссипации энергии колебаний. Испытания показали, что при ходе якоря $h = 8 \cdot 10^{-3}$ м и площади проходного сечения $S = 4,91 \cdot 10^{-4}$ м² быстродействие клапана состав-

ляет $\Delta t = 20$ мс и при перепаде давлений Δp от 0 до 1 МПа остается постоянным.

Таким образом, в диапазоне частот колебаний $\Delta f = 0 \div 5$ Гц клапан имеет удовлетворительные параметры быстродействия и расхода. Высокая герметичность обеспечивается специальным уплотнением. Устройство и работа системы управления рассмотрены в работе [15].

Экспериментальное определение частотных характеристик

Частотные характеристики определяли в диапазоне частот $\Delta \omega = 3 \div 20$ с⁻¹. Во время предварительных испытаний с целью получения наибольшего эффекта гашения колебаний осуществлялась настройка электронной системы управления, заключающаяся в выборе интервала времени Δt_k , в течение которого части пневмоэлемента соединены, и в выборе момента начала коммутации. Величина Δt_k подбиралась экспериментально [15], окончательно она составила в среднем 70 мс.

На рис. 5 приведена типичная осциллограмма, которая подтверждает возможность получения регулируемого опережения и характеризует быстродействие системы "пневмоэлемент—блок управления—клапан". Параметры регистрировали на дискретных частотах, интервалы между которыми составляли от 50 до 100 мс и от 20 до 50 мс соответственно в дорезонансной и зарезонансной зонах.

На рис. 6 и 7 представлены экспериментальные и теоретические (по методу гармонической линеаризации) частотные характеристики. Характеристика ускорения в силу значительного отличия ее формы от синусоидальной строилась по первой гармонике показаний датчика силы (рис. 7, а, кривая 2), получаемой путем разложения этой кривой в ряд Фурье. Экспериментальные (ромбы и прямоугольники) частотные ха-

рактеристики коэффициента аperiodичности (рис. 7, б) построены по формуле [16]

$$\psi(A_{q,rel}) = \frac{\sqrt{P_{def,0}} V_{def,0} \mu (\mu + 1) \times}{\pi \omega l_{def,0} [(\mu + M_{q,rel})^2 - A_{q,rel}] \times} \rightarrow \times \ln \frac{M_{q,rel} + A_{q,rel}}{M_{q,rel} - A_{q,rel}} \rightarrow \times \sqrt{2M(M_{q,rel} - \sqrt{M_{q,rel}^2 - A_{q,rel}^2})}, \quad (1)$$

где $P_{def,0}$ — абсолютное давление; $V_{def,0}$ — объем деформируемой части пневмоэлемента в состоянии статического равновесия; $\mu = M_{def,0}/M_{acc,0}$ — отношение масс частей пневмоэлемента; M — масса объекта; $l_{def,0} = V_{def,0}/S_{eff}$ — приведенная длина столба газа; ω — частота возмущения; $A_{q,rel} = a_{q,rel}/l_{def,0}$ — амплитуда; $M_{q,rel} = 1 + m_{q,rel}/l_{def,0}$ — смещение центра колебаний.

В соответствии с формулой (1) экспериментальная частотная характеристика коэффициента относительного затухания (см. рис. 7, б) строится только по осциллограмме относительного перемещения.

Экспериментальные АЧХ (см. рис. 7, б) построены непосредственно по осциллограммам относительных перемещений и возмущения

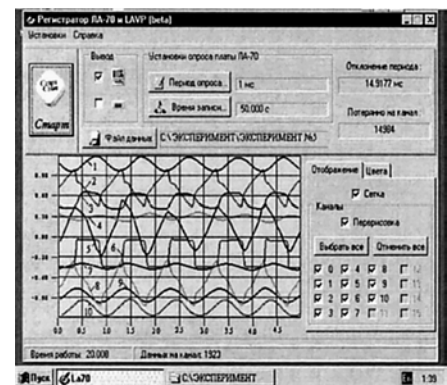


Рис. 5. Осциллограмма при частоте $\omega = 6,5$ с⁻¹:

1, 9 — соответственно абсолютные и относительные перемещения; 2 — продольная сила; 3, 5 — тепловые потоки; 4, 7 — температуры газов; 6 — давления соответственно в деформируемой и аккумулирующей частях; 10 — кинематическое возмущение

ния (см. рис. 5), а теоретические — по выражению $\operatorname{tg} \varphi_{q,rel-x} = 2\psi(A_{q,rel})\eta/(1 - \eta^2)$, где $\eta = \omega/\omega_{fr}(A_{q,rel})$; $\omega_{fr}(A_{q,rel}) = \omega_{nat} \times \sqrt{c_{eq}(A_{q,rel})}$; $\omega_{nat} = p_{def,0} S_{eff} : (l_{def,0} M)$ [16].

Энергетический баланс системы с пневмоэлементом с дискретной коммутацией частей

Подведенную к колебательной системе энергию определяли по формуле $\Delta E_{sup} = \pi M x_0 \omega^2 a_{q,rel} \times$

$\times \sin \varphi_{q,rel-x}$ (рис. 8, а), в которую подставляли экспериментальные значения частоты ω и сдвига фазы $\varphi_{q,rel-x}$ между относительными колебаниями $q_{rel}(t)$ объекта и возмущением $x(t)$ (см. рис. 5).

Энергию ΔE_{diss} , передаваемую за период колебаний от газов частей пневмоэлемента в окружающую среду (см. рис. 8, а), находили численным интегрированием мощности, измеряемой датчиками теплового потока, с последующим умножением результатов на площадь поверхности теплообмена каждой части пневмоэлемента.

Экспериментальное определение силы сухого трения в пневмоэлементе с РКО

Значения силы сухого трения (таблица) определяли методом энергетического баланса для различных начальных объемов деформируемой части пневмоэлемента, используя экспериментальные зависимости "сила—перемещение" (рис. 9). Нагружение пневмоэлемента производили гидроподъемником Д-3 (усилие до 30 кН, ход до 0,46 м), установленным между элементами 1 и лебедкой 21 (см. рис. 1).

Рис. 6. АЧХ системы с кусочно-нелинейной характеристикой позиционной силы абсолютных (а) и относительных (б) перемещений:

1 — $V_{def,0} = 13,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, $\mu = 1,2$; 2 — $V_{def,0} = 5,63 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, $\mu = 4,3$

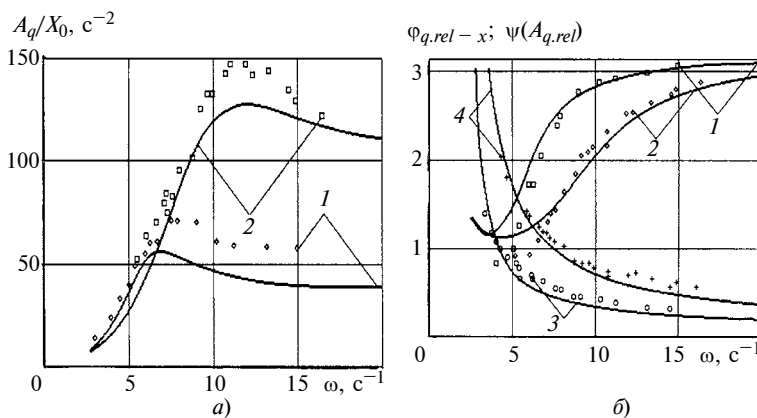
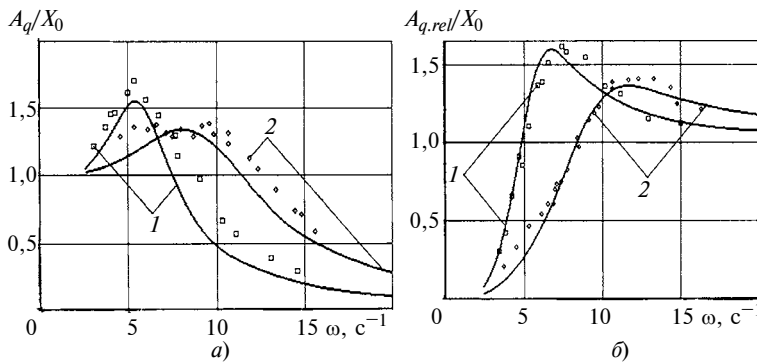


Рис. 7. АЧХ системы с кусочно-нелинейной характеристикой позиционной силы:

а — абсолютных ускорений; б — частотных характеристик сдвига фаз (зависимости 1 и 2) и коэффициента относительного затухания (зависимости 3 и 4); 1, 3 — $V_{def,0} = 13,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, $\mu = 1,2$; 2, 4 — $V_{def,0} = 5,63 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, $\mu = 4,3$

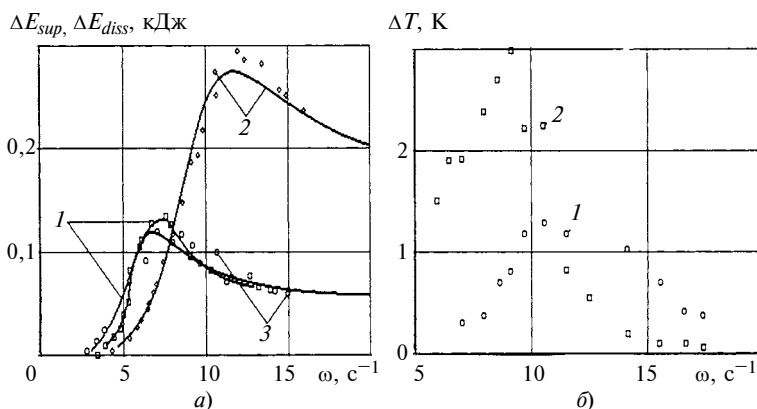


Рис. 8. Частотные характеристики:

а — подведенной (зависимости 1 и 2, \square и \diamond) и рассеянной (зависимость 3, \circ) энергии; б — избыточные температуры в частях пневмоэлемента

Анализ результатов и выводы

Уже при относительно небольшом значении отношения масс частей пневмоэлемента $\mu \approx 4$ можно получить небольшие значения коэффициентов передачи перемещений в резонансе и ускорений в зарезонансной зоне.

Экспериментально полученные гиперболические частотные характеристики коэффициента относительного затухания позволяют сделать вывод о независимости количества рассеянной энергии от частоты и практически линейной зависимости от амплитуды. По формуле (1) находят суммарный коэффициент аperiodичности, который учитывает и сухое трение. Исключить его

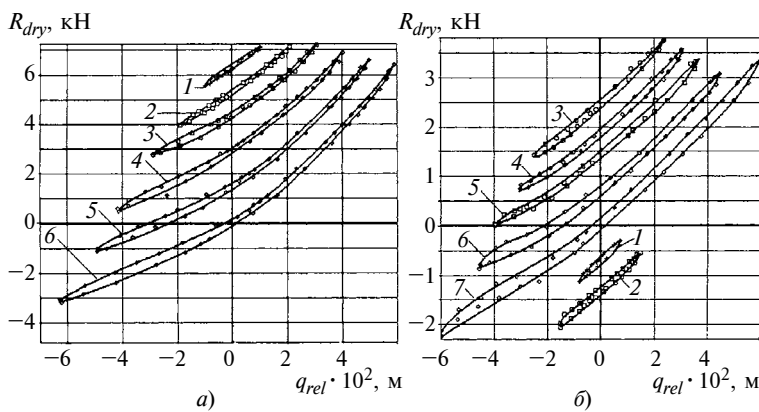


Рис. 9. Зависимости изменения силы сухого трения от относительного перемещения:

а) $V_{def,0} = 5,63 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, $P_{def,0} = 0,48 \text{ МПа}$, $a_{q,rel} = 0,01 \div 0,06 \text{ м}$; б) $V_{def,0} = 13,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, $P_{def,0} = 0,48 \text{ МПа}$, $a_{q,rel} = 0,01 \div 0,07 \text{ м}$

Значения силы R_{dry} , Н, сухого трения при различной амплитуде относительных перемещений

Объем деформируемой части $V_{def,0}$, 10^{-3} м^3	Амплитуда $a_{q,rel}$, 10^2 м						
	1	2	3	4	5	6	7
5,63	66	78	117	118	128	161	—
13,6	59	65	82	81	71	106	131

влияние можно только в методе петли гистерезиса.

Гораздо больший сдвиг фаз возмущения $x(t)$ и относительных колебаний $q_{rel}(t)$ (см. рис. 7, б), имеющий место в дорезонансной и резонансной зонах при $\mu \cong 4$, указывает на высокий уровень демпфирования, обусловленный не только интенсивным теплообменом с окружающей средой, но и сравнительно низкой частотой возмущения.

В динамике систем со стационарными связями амплитуда колебаний устанавливается при балансе подводенной ΔE_{sup} и рассеянной ΔE_{diss} энергий. Неизменность неоднозначной кусочно-нелинейной характеристики позиционной силы во времени на фиксированной частоте возмущения является условием определения эквивалентных коэффициентов. Системы амортизации со связями типа пневмоэлементов, в том числе и с дискретной коммутацией их частей, при условии изотермичности термодинамических процессов относятся к таким системам. При этом под-

веденная энергия расходуется только на теплопередачу в окружающую среду.

При адиабатическом характере физическая картина меняется. В общем случае к адиабатическим процессам добавляется теплообмен с окружающей средой. При достаточно интенсивной теплоотдаче энергия, расходуемая на подъем амортизируемой массы, увеличение внутренней энергии и совершение работы по преодолению сил атмосферного давления, уменьшается и в изотермическом пределе исчезает. При этом наступает состояние установившегося движения, к которому применима теория эквивалентной линеаризации в обычной трактовке.

Таким образом, изотермический характер процессов, протекающих в двухкамерных пневмоэлементах, в общем и с дискретной коммутацией, в частности, означает в первую очередь расходование подводенной энергии только на теплоотдачу в окружающую среду. Это обеспечивается не только интенсивностью

теплоотдачи, а в первую очередь возможностью теплообмена (отбора) между газом аккумулирующей части пневмоэлемента в то время, когда она отключена от деформируемой части.

Сдвиг фаз относительных колебаний амортизируемого объекта и возмущения не является признаком изотермичности процесса, поскольку и в адиабатическом процессе за период расходуется такое же количество энергии. И в том, и в другом случае значительный сдвиг фаз в дорезонансной и резонансной зонах указывает только на высокий уровень диссипации энергии в этих частотных диапазонах.

Осциллограммы теплового потока в деформируемой части пневмоэлемента (см. рис. 5, кривая 5), полученные в ходе экспериментов как с однокамерным пневмоэлементом, так и с двухкамерным с дискретной коммутацией его частей, дают следующую картину гашения колебаний.

При испытаниях однокамерного пневмоэлемента осциллограмма тепловой мощности (подобная зависимости 5 на рис. 5) практически симметрична относительно нулевого уровня. Наличие смещения и появление постоянной составляющей небольшого теплового потока объясняется поступлением теплоты, возникающей вследствие внутреннего трения в РКО.

Иная картина наблюдается при двухкамерном пневмоэлементе с дроссельным или клапаным демпфирующими устройствами. В этом случае на любой частоте имеет место смещение, указывающее на наличие постоянной составляющей теплового потока от газа к стенкам пневмоэлемента. Наибольшее среднее значение тепловой мощности наблюдается при испытаниях пневмоэлемента с дискретной коммутацией его частей. Исчезновение постоянной составляющей теплового потока от газа к стенкам при однокамерном пневмоэлементе и появление ее при вклю-

чении демпфирующего устройства с любым типом коммутации его частей указывает на то, что основным, а в случае изотермического процесса единственным механизмом гашения колебаний является необратимая передача теплоты в окружающую среду.

При определении количества рассеянной энергии учитывается также энергия, которая поступает в газ деформируемой части пневмоэлемента вследствие работы силы сухого трения в материале оболочки. Это и объясняет разницу результатов измерений подведенной и рассеянной энергий.

Анализ энергетических частотных характеристик показал следующее:

во-первых, удовлетворительное совпадение экспериментальных значений подведенной и рассеянной энергии обосновывает правомерность допущения об изотермическом характере процессов, на что указывает также и небольшое значение средней избыточной температуры (см. рис. 9, б);

во-вторых, экспериментально подтверждено, что эффект гашения колебаний при использовании двухкамерных пневмоэлементов с любой коммутацией их частей в случае изотермичности процессов объясняется передачей теплоты от газов в окружающую среду.

Удовлетворительная сходимость экспериментальных результатов с теоретическими частотными характеристиками подтверждает возможность создания

упругих элементов с гиперболическим типом частотной зависимости коэффициента относительного затухания и достижения в резонансе величины, значительно превышающей значения в случае упругодемпфирующих элементов с наиболее благоприятной зависимостью данного показателя от частоты возмущений по типу внутреннего трения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Акопян Р. А.** Пневматическое поддрессирование автотранспортных средств. Ч. 1. Львов: Вища школа, 1979. 220 с.
2. **Галашин В. А., Дербаремдкер А. Д.** Стендовые испытания автомобиля с пневматической подвеской на установившиеся колебания // Автомобильная промышленность. 1963. № 2. С. 21—24.
3. **Дорожные** испытания автомобильных пневморессор с РКО / В. А. Галашин, В. А. Верещака, Я. Л. Фандеев, В. П. Бородин // Изв. вузов. Машиностроение. 1978. № 1. С. 94—98.
4. **Джохадзе Г. Д., Микеладзе Д. И.** Конструктивные особенности и результаты испытаний опытной пневматической подвески двухосного полуприцепа КАЗ-717 // Механика машин. Тбилиси: Мецниереба, 1969. С. 45—58.
5. **Верещака В. А., Бородин В. П., Фандеев Я. Л.** Результаты стендовых динамических испытаний пневморессор с резинокордной оболочкой // Изв. вузов. Машиностроение. 1978. № 3. С. 114—117.
6. **Верещака В. А.** Особенности дрессирования газа в автомобильной пневморессоре // Изв. вузов. Машиностроение. 1979. № 9. С. 151, 152.
7. **Верещака В. А., Бородин В. П., Фандеев Я. Л.** Результаты стендовых

динамических испытаний пневморессор с резинокордной оболочкой // Изв. вузов. Машиностроение. 1978. № 3. С. 114—117.

8. **Кузнецов А. В., Завт Б. С.** Стендовые исследования демпфирования пневморессор // Труды ВНИИ вагоностроения. 1972. Вып. 17. С. 113—120.

9. **Скалин А. В.** Разработка и исследование пневматических гасителей колебаний для рессорного подвешивания локомотивов: Автореф. ... канд. техн. наук. М.: 1976. 22 с.

10. **Кирпичников В. Г.** Термодинамика и колебания в системе пневмоподвешивания локомотива: Автореф. ... канд. техн. наук. Харьков: 1974. 25 с.

11. **Здор Г. П.** Теоретические и экспериментальные исследования колебаний механической системы, подобной электровозу на пневматическом подвешивании: Автореф. ... канд. техн. наук. Омск: 1975. 18 с.

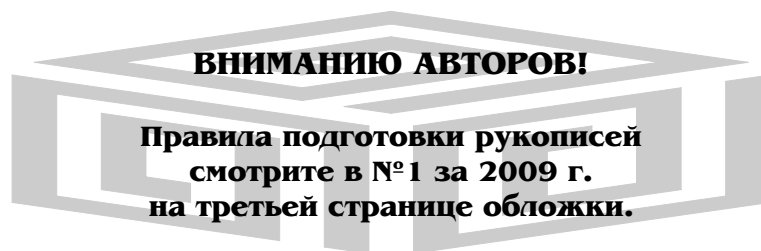
12. **Варва В. И.** Исследование динамических свойств пневматического подвешивания локомотива: Автореф. ... канд. техн. наук. Брянск: 1981. 20 с.

13. **А. с. 970004 СССР:** Способ гашения механических колебаний объекта на двухкамерной пневмоподвеске и устройство для его осуществления: МКИ³ F 16 F 9/02 // F 16 F 15/03.

14. **Калашников Б. А.** Термодинамика пневморессоры переменной структуры // Изв. вузов. Машиностроение. 1985. № 3. С. 77—81.

15. **Калашников Б. А., Евдокимов А. Н.** Блок управления коммутацией полостей пневмоэлемента автомобильной подвески. Омск: 1985. 21 с.

16. **Kalashnikov V. A.** Non-linear dynamics of mechanical systems containing elastically-damping elements with cavities discrete switching // Part 1. E-Journal. Dynamics, Strength and Wear-resistance of Machines. 2001. V. 7. P. 70—88. <ftp://ftp.urfu.ac.ru> <http://www.rk5.bmstu.ru/indexdsm.html>



В. А. МАКСИМОВ, д-р техн. наук, А. В. ПАЛАДИЙ, канд. техн. наук,
Т. В. МАКСИМОВ (Казанский ГТУ),
Е. А. НОВИКОВ, канд. техн. наук (ЗАО "НИИТурбокомпрессор", г. Казань)

Расчет гидродинамических упорных подшипников с первоначально плоскопараллельными поверхностями скольжения

Изложена методика расчета упорных подшипников с первоначально плоскими неподвижными подушками с использованием безразмерных характеристик, полученных на основании термоупругогидродинамической теории смазки.

A computation technique of the thrust bearings with initially flat immovable tilting pads is stated using dimensionless characteristics obtained on the basis of the thermal-elastic-hydrodynamic lubrication theory.

Плоские упорные подшипники используются в поворотных кранах, опорах вертикальных валов цепных конвейеров, реверсивных механизмах с осевой нагрузкой на валы, в различных периодически действующих дозирующих механизмах, толкателях и др. В опорах горизонтальных валов с осевой нагрузкой, например в редукторах с косозубыми, коническими или червячными колесами, буртики на валах и вкладышах также следует рассматривать как элементы упорных подшипников с плоскопараллельными поверхностями скольжения. В аксиально-поршневых насосах широко используются упорные подшипники, состоящие из нескольких секторных подушек, разделенных радиальными канавками [1, 2]. Они просты по конструкции, имеют небольшую осевую протяженность.

На рис. 1 представлена расчетная схема упорного подшипника косозубого колеса мультипликатора многовального центробежного компрессора. Рассматриваемый осевой (упорный) подшипник является двусторонним и содержит два одинаковых неподвижных подшипника 1 и 2 и расположенный между ними вращающийся элемент 3 (в данном случае зубчатое колесо), жестко связанный с валом 4. Осевая сила (нагрузка) F приложена к вращающемуся элементу. Суммарный двусторонний осевой зазор между вращающейся и неподвижными деталями — $2h_0$. Под действием осевой нагрузки вращающийся элемент смещается вправо, в результате чего зазор h_{01} с рабочей (нагруженной) стороны становится значительно меньше зазора h_{02} с нерабочей (ненагруженной) стороны, причем $h_{01} + h_{02} = 2h_0$.

Рабочая поверхность подшипника состоит из поверхностей плоских подушек 5. Между подушками располагаются радиальные канавки 6, а кольцевая канавка 7 разделяет подушки и уплотняющий пояс 9. Глубина H_k канавок 6 и 7 достаточно большая, поэтому давление масла в них равно его давлению p_0 при подаче. На поверхности уплот-

няющих поясков 9 расположены дроссели 10, представляющие собой радиальные канавки с сечением прямоугольной, круглой или треугольной формы. Масло с давлением p_0 и температурой t_0 подается в камеру 8. Основной поток масла по радиальной канавке 6 перетекает в кольцевую канавку 7, а затем через зазоры h_{01} , h_{02} и дроссели 10 на уплотняющих поясках 9 вытекает из подшипника. Расход масла ограничивается на сливе суммарной площадью кольцевых зазоров $2\pi R_3 h_{01}$, $2\pi R_3 h_{02}$ и площадью жиклеров. При этом температура масла в канавках 6 равна его температуре t_0 при подаче. Масло, вытекающее через зазоры в подушках и по канавкам 6, собирается в канавке 7, где перемешивается, а температура его осредняется. В результате температура масла в канавках 7 с рабочей (нагруженной) и нерабочей (ненагруженной) сторон становится равной t_{2p} и t_{2np} .

Поверхности уплотняющих поясков 9 с рабочей и нерабочей сторон остаются плоскими, а зазоры h_{01} и h_{02} постоянными по всей поверхности. При течении масла через уплотняющие пояски 9 и дроссели 10 давление масла снижается от p_0 и до давления p_c слива.

Следует отметить, что подшипник — реверсивный, т. е. допускает обратную прокрутку ротора.

Следует отметить, что подшипник — реверсивный, т. е. допускает обратную прокрутку ротора.

Следует отметить, что подшипник — реверсивный, т. е. допускает обратную прокрутку ротора.

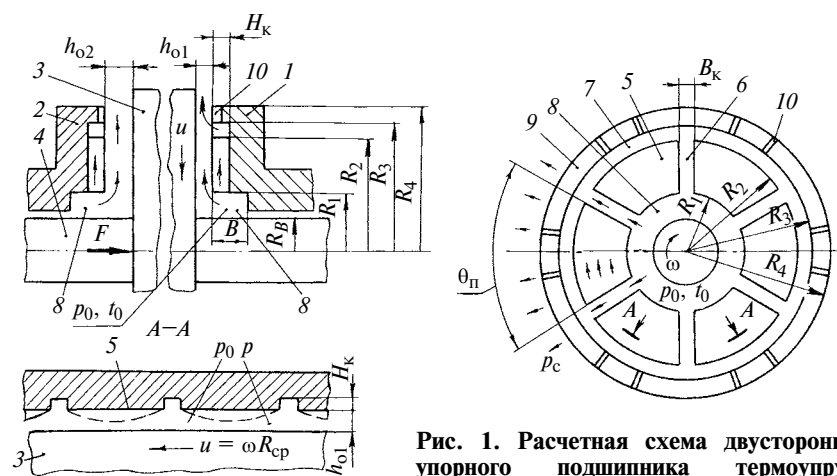


Рис. 1. Расчетная схема двустороннего упорного подшипника термоупругогидродинамического действия

тора. Это исключает ошибки при монтаже и сокращает число опасных частей.

Согласно классической теории смазки, при относительном скольжении параллельных поверхностей в присутствии жидкости последняя не будет обладать несущей способностью, так как для образования гидродинамического эффекта необходимо условие $(dh/dx) < 0$ (если исключить влияние сдавливания), т. е. наличие геометрического клина.

Возникновение несущей способности таких опор Фогг попытался объяснить тепловым расширением смазочного материала в зазоре ("тепловой клин" или "эффект Фогга"), а Камерон — изменением его вязкости ("вязкостный клин" или "эффект Камерона") [3].

Каррай, Броклей, Дворак [4] теоретически и экспериментально исследовали явление "теплого клина" или "эффекта Фогга". Они численно решили задачу течения смазочного материала в адиабатной постановке с учетом изменения его плотности в зависимости от температуры. Хотя расчеты показали наличие незначительной несущей способности, отличавшейся от экспериментальных данных в несколько раз, авторы утверждают, что источником несущей способности при относительном движении плоскопараллельных пластин является тепловое расширение смазочного материала. Аналогичным является также вывод авторов работы [2]. Проверка гипотезы "вязкостного клина" показала [5], что при учете изменения температуры смазочного материала по толщине слоя между параллельными пластинами возникает не положительное, а отрицательное давление, т. е. пластины притягиваются друг к другу. Исследования Робинсона и Камерона [6] показали, что несущая способность плоскопараллельных пластин образуется вследствие тепловой деформации неподвижного элемента. Характеристики таких опор

могут быть рассчитаны только на основе термоупругогидродинамической (ТУГД) теории смазки [7]. Она предполагает решение трех взаимосвязанных задач: гидродинамики вязкой жидкости, теплопроводности и термоупругости опорных поверхностей с учетом переменности основных физических свойств смазочной среды в зависимости от давления и температуры. Системы уравнений и методы их решения для опор различных типов приведены в работах [8, 9].

Толщина смазочного слоя для плоскопараллельных подушек определяется формулой

$$\bar{h} = 1 + \bar{\alpha}_\pi \frac{\Psi_\pi}{\psi} \int_0^1 \left[\bar{T}(\bar{\theta}_\pi, \bar{\psi}_\pi) - \bar{T}(\bar{\varphi}, \bar{y}_\pi) \right] d\bar{y}_\pi,$$

где $\bar{\varphi} = \varphi/\theta_\pi$, $\bar{y}_\pi = y/H_\pi$ — безразмерные координаты по направлению скольжения в толщине подушки; $\bar{\alpha}_\pi = \alpha_\pi \mu_0 \omega R_{cp}^2 \theta_\pi / (c \rho_0 h_0^2)$; α_π — коэффициент линейного расширения материала подушки; $\Psi_\pi = H_\pi / R_{cp} \theta_\pi$ — относительная толщина подушки; $\psi = h_0 / R_{cp} \theta_\pi$ — относительная толщина смазочного слоя; $R_{cp} = (R_1 + R_2)/2$, θ_π — средний радиус и угол охвата подушки; c , μ_0 , ρ_0 — теплоемкость, вязкость и плотность смазочного материала при температуре на входе t_0 .

Для примера на рис. 2 приведена форма смазочного слоя для первоначально плоских неподвижных подушек, рассчитанных по ТУГД модели [8]. Видно, что температурные деформации подушек приводят к возникновению сужающегося в направлении скольжения зазора, т. е. обеспечивают необходимое условие существования гидродинамического режима трения.

Численные значения безразмерных характеристик для единичной подушки — коэффициентов несущей способности (\bar{P}),

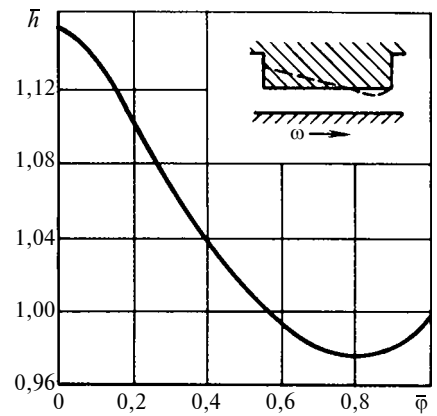


Рис. 2. Форма смазочного слоя первоначально плоскопараллельной подушки

максимальной температуры смазочного слоя (\bar{t}_{max}) и потерь мощности на трение (\bar{N}) — представлены в таблице. Они обобщены по двум определяющим параметрам:

1) по параметру деформации

$$\delta_t = \frac{\Psi^2 \alpha_\pi}{\psi \beta} \chi \frac{Nu}{(b + \Psi Nu)},$$

где β — температурный коэффициент вязкости смазочного материала (для минеральных масел $\beta = 0,025 \div 0,035$); Nu — число Нуссельта; $b = \lambda_c / \lambda_m$ (λ_c , λ_m — коэффициенты теплопроводности материала подушки и смазочного материала, для стали и минеральных масел $b = 400$);

2) по параметру неизотермичности течения смазочного материала

$$\chi = \frac{6\beta\mu_0\omega(R_{cp}\theta_\pi)R_{cp}}{c\rho_0h_0^2}.$$

Как видно из таблицы, при изотермическом течении смазочного материала ($\chi = 0$) параметр δ деформации будет равен нулю и коэффициент несущей способности $\bar{P} = 0$, что соответствует классической теории смазки. При $\delta = 0$ и неизотермическом течении ($\chi \neq 0$) возникает несущая способность опоры вследствие теплового расширения смазочного материала ("тепловой клин"). Однако ее величина незначительна.

При использовании синтетических масел, для которых температурный коэффициент вязкости $\beta \rightarrow 0$, течение будет изовязким

Характеристика	χ	δ_t						
		0	10	20	30	40	50	60
\bar{P}	0	—	0,06050	0,05304	0,04672	0,04184	0,03804	0,03503
	20	0,003343	0,02789	0,03319	0,03369	0,0327	0,03145	0,03003
	40	0,00280	0,01639	0,02162	0,02402	0,02495	0,02502	0,02468
	60	0,00261	0,01115	0,01565	0,01786	0,01923	0,01999	0,02030
	80	0,00260	0,00849	0,01201	0,01415	0,01535	0,01620	0,01680
	100	0,002668	0,00705	0,00973	0,01158	0,01283	0,01358	0,01411
\bar{t}_{\max}	0	—	0,128	0,095	0,079	0,068	0,061	0,058
	20	0,101	0,079	0,067	0,060	0,054	0,049	0,046
	40	0,065	0,058	0,052	0,048	0,045	0,042	0,039
	60	0,049	0,046	0,043	0,040	0,038	0,036	0,034
	80	0,040	0,038	0,036	0,034	0,033	0,032	0,030
	100	0,034	0,033	0,031	0,030	0,029	0,028	0,027
\bar{N}	0	—	0,6416	0,5581	0,5113	0,4792	0,4552	0,4362
	20	0,3174	0,3393	0,3404	0,3366	0,3315	0,3263	0,3212
	40	0,2274	0,2363	0,2449	0,2494	0,2516	0,2524	0,2524
	60	0,1955	0,1889	0,1944	0,1995	0,2031	0,2057	0,2075
	80	0,1829	0,1644	0,1649	0,1683	0,1716	0,1744	0,1766
	100	0,1796	0,1514	0,1470	0,1479	0,1500	0,1524	0,1545

($\mu = \text{const}$), а температура смазочного материала переменная. Для этого случая параметр деформации определяется по формуле

$$\delta_t = 6\bar{\alpha}_{\text{п}} \frac{\Psi^2 \text{Nu}}{(b + \Psi \text{Nu})}$$

Как видно из таблицы (строка, где $\chi = 0$), с ростом параметра деформации δ_t коэффициент \bar{P} несущей способности сначала резко возрастает, а затем монотонно убывает. Это значит, что имеется оптимальное значение параметра δ_t (аналогично наличию оптимального значения степени клиновидности смазочного слоя для подушек с клинообразующими скосами и самоустанавливающимися подушек [8]).

В других случаях ($\chi \neq 0, \delta_t \neq 0$) оптимум не наблюдается: с ростом параметра δ_t коэффициент \bar{P} несущей способности монотонно возрастает при всех значениях параметра χ , а с ростом параметра χ значение \bar{P} уменьшается при всех значениях δ_t , что связано с уменьшением вязкости смазочного материала с ростом температуры.

Коэффициенты максимальной температуры (\bar{t}_{\max}) и потерь мощности на трение (\bar{N}) с ростом χ уменьшаются при всех значениях δ_t , что связано с уменьше-

нием вязкости смазочного материала с ростом температуры. От параметра δ_t деформации они практически не зависят.

Значения коэффициентов \bar{P} , \bar{t}_{\max} и \bar{N} , приведенные в таблице, рассчитаны для относительной длины подушки $\lambda = 2R_{\text{ср}\theta_{\text{п}}}/(R_2 - R_1) = 2$, т. е. длина подушки по среднему радиусу равна ее ширине. Для других значений λ коэффициент несущей способности следует скорректировать по формуле $\bar{P}_{\lambda} = 2 \frac{\bar{P}_{\lambda=2}}{\lambda}$. Коэффициенты \bar{t}_{\max} и \bar{N} от λ не зависят.

Рассмотрим расчет упорного подшипника в целом (см. рис. 1).

Несущая способность упорного подшипника (всех z подушек с нагруженной стороны)

$$P = \frac{z\mu_0\omega(R_{\text{ср}\theta_{\text{п}}})^2 R_{\text{ср}}(R_2 - R_1)}{h_{o1}^2} \bar{P}, \text{ Н};$$

потери мощности на трение в области подушек

$$N_{\text{п}} = \frac{z\mu_0\omega^2(R_{\text{ср}\theta_{\text{п}}})^2 R_{\text{ср}}^2(R_2 - R_1)}{h_{o1}} \bar{N}, \text{ Вт};$$

максимальная температура смазочного слоя в зоне подушки

$$t_{\max} = t_0 + \frac{\chi}{\beta} \bar{t}_{\max}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Коэффициенты \bar{P} , \bar{N} , \bar{t}_{\max} определяются по таблице как функции χ и δ_t .

На ненагруженной стороне подшипника зазор $h_{o2} = (2h_o - h_{o1})$ достаточно большой, поэтому тепловыделения при гидродинамическом трении можно считать незначительными и, следовательно, деформации поверхностей подушек отсутствуют, параметр деформации $\delta_t = 0$ и коэффициент $\bar{P} = 0$. Тогда расчет этой группы подушек сводится к расчету потерь мощности на трение и расхода смазочного материала.

В первом приближении потери мощности вычисляются по формуле

$$N_{\text{нр}}^{\text{п}} = \frac{z\mu_0\omega^2(R_{\text{ср}\theta_{\text{п}}})^2 R_{\text{ср}}^2(R_2 - R_1)}{h_{o2}}, \text{ Вт},$$

а расход смазочного материала

$$Q_{\text{нр}}^{\text{п}} = \frac{zU_{\text{ср}}h_{o2}(R_2 - R_1)}{2} + \frac{\pi h_{o2}^3 \rho_0 \omega^2}{40\mu_0 \ln(R_2/R_1)} \times (R_2^2 - R_1^2), \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2)$$

где $U_{cp} = \omega R_{cp}$ — средняя окружная скорость.

Второй член уравнения (2) учитывает влияние центробежных сил инерции на расход смазочного материала.

Осредненная температура смазочного материала на сливе из зазоров всех подушек в первом приближении $t_1^п = t_0 + \frac{N_{нр}^п}{Q_{нр}^п c \rho_0}$, °С,

в средняя температура смазочного материала $t_1 = \frac{t_0 + t_1^п}{2}$, °С.

Вязкость смазочного материала при этой температуре $\mu_1 = \mu_0 \exp[-\beta(t_1 - t_0)]$, Па · с.

Тогда потери мощности на трение в зазоре подушек с ненагруженной стороны

$$N_{нр} = \frac{z \mu_1 \omega^2 (R_{cp} \theta_n) R_{cp}^2 (R_2 - R_1)}{h_{o2}}, \text{ Вт. (3)}$$

Суммарные потери мощности в подшипнике в целом (см. рис. 1) складываются из потерь мощности N_p и $N_{нр}$, потерь $N_{ц}$ в камере подвода на цилиндрической части и потерь $N_{к,р}$, $N_{к,нр}$ в кольцевых канавках.

Значения потерь N_p и $N_{нр}$ определяют по формулам (1) и (3).

В цилиндрической части подшипника и в кольцевых канавках течение смазочного материала предполагается изотермическим при его температуре t_0 . Тогда потери мощности на трение в цилиндрической части подшипника определяют по формуле [8]

$$N_{ц} = \frac{2\pi \mu_0 \omega^2 R_B^3 B}{(R_1 - R_B)}, \text{ Вт.}$$

Потери мощности (Вт) на трение в кольцевой канавке с рабочей (нагруженной) стороны

$$N_{к,р} = \frac{\pi \mu_0 \omega^2 (R_3 + R_2)^3 (R_3 - R_2)}{4 H_k},$$

а с нерабочей (ненагруженной)

$$N_{к,нр} = \frac{\pi \mu_0 \omega^2 (R_3 + R_2)^3 (R_3 - R_2)}{4 (H_k + h_{o2})}.$$

Суммарные потери мощности (Вт) на рабочей стороне подшипника составляют

$$N_{об,р} = N_p + N_{ц} + N_{к,р},$$

а на нерабочей

$$N_{об,нр} = N_{нр} + N_{ц} + N_{к,нр}.$$

Зная составляющие потерь мощности на трение, можно определить необходимый расход смазочного материала через подшипник.

Из принципа действия такого подшипника можно заключить, что он требует обильного смазывания, чтобы эффективно охлаждать грани подушек. Однако экспериментально установлено, что для опор гидродинамического трения характерен оптимальный коэффициент расхода смазочного материала $K_p \approx 2,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{кВт})$ [8]. Коэффициент K_p показывает, какой расход необходим для отвода теплоты соответственно 1 кВт потерь мощности на трение; с его помощью находят расход смазочного материала Q_p , необходимый для отвода теплоты от рабочей стороны упорного подшипника, что позволяет поддерживать температуру t_{2p} смазочного материала на сливе из рабочей части подшипника ниже 70 °С:

$$Q_p = 10^{-3} K_p N_{об,р}, \text{ м}^3/\text{с};$$

$$t_{2p} = t_0 + \frac{N_{об,р}}{Q_p c \rho_0}, \text{ °С.}$$

Динамическую вязкость смазочного материала определяют по формуле

$$\mu_{2p} = \mu_0 \exp[-\beta(t_{2p} - t_0)], \text{ Па} \cdot \text{с.}$$

Расход Q_p смазочного материала должен равняться сумме расходов через уплотняющий пояс — $Q_{р,пояс}$ и через жиклеры (канавки 10 , см. рис. 1) — Q_j . Рассчитав значение Q_j , находят число и площадь жиклеров с рабочей стороны. С нерабочей стороны следует установить такие же жиклеры.

Расход ($\text{м}^3/\text{с}$) смазочного материала через уплотняющий пояс с зазором h_{o1}

$$Q_{р,пояс} = \frac{\pi h_{o1}^3}{6 \mu_{2p} \ln(R_4/R_3)} \times \left[(p_0 - p_c) + \frac{3}{20} \rho_0 \omega^2 \times (R_4^2 - R_3^2) \right],$$

а через жиклеры $Q_j = Q_p - Q_{р,пояс}$.

Суммарная площадь (м^2) жиклеров с рабочей стороны подшипника $f = \frac{Q_j}{0,6} \sqrt{\frac{\rho_0}{2(p_0 - p_c)}}$, а

площадь одного жиклера $f_1 = f/k$, где k — число жиклеров.

Расход ($\text{м}^3/\text{с}$) смазочного материала через уплотняющий пояс с нерабочей стороны подшипника с зазором h_{o2} в первом приближении

$$Q_{нр,пояс}^п = \frac{\pi h_{o2}^3}{6 \mu_0 \ln(R_4/R_3)} \times \left[(p_0 - p_c) + \frac{3}{20} \rho_0 \omega^2 \times (R_4^2 - R_3^2) \right],$$

а через жиклеры

$$Q_j = 0,6 k f_1 \sqrt{\frac{2(p_0 - p_c)}{\rho_0}}.$$

Температура смазочного материала на сливе из нерабочей стороны подшипника

$$t_{2п}^п = t_0 + \frac{N_{об,нр}}{c \rho_0 (Q_{нр,пояс}^п + Q_j)}, \text{ °С,}$$

а его вязкость

$$\mu_{2нр} = \mu_0 \exp[-\beta(t_{2нр} - t_0)], \text{ Па} \cdot \text{с.}$$

Тогда расход ($\text{м}^3/\text{с}$) смазочного материала через уплотняющий зазор

$$Q_{нр,пояс} = \frac{\pi h_{o2}^3}{6 \mu_{2нр} \ln(R_4/R_3)} \times$$

$$\times \left[(p_0 - p_c) + \frac{3}{20} \rho_0 \omega^2 \times \right. \\ \left. \times (R_4^2 - R_3^2) \right],$$

суммарный расход с нерабочей стороны $Q_{нр} = Q_{нр.пояс} + Q_j$, а через двусторонний упорный подшипник в целом $Q_{об} = Q_p + Q_{нр}$ или $Q_{об} = 6 \cdot 10^4 (Q_p + Q_{нр})$.

Площадь радиальных канавок и зазора на входе с рабочей стороны $f_p = z(B_k H_k + R_1 \theta_{п}) h_{o1}$.

Скорость течения смазочного материала в канавках на входе с рабочей стороны $v_p = Q_p / f_p$, м³/с.

Поскольку некоторыми величинами приходится предварительно задаваться, расчет подшипника выполняется методом последовательных приближений. Оптимальные размеры и характеристики подшипника определяются только на основании многовариантных расчетов, что весьма трудоемко. Поэтому разработана программа расчета подшипника на ЭВМ. Она не имеет ограничений по величине параметра δ_t деформации и параметра χ неизотермичности. Наименьшие погрешности программа дает в пределах $40 \leq \chi \leq 120$ и $10 \leq \delta_t \leq 60$.

На рис. 3 для примера приведена зависимость от минимальной толщины смазочного слоя несущей способности упорного подшипника ведущего косозубого колеса воздушного мультипликаторного центробежного компрессора 32ВЦ-100/9 ($Q = 100$ м³/мин, $P_k = 0,9$ МПа). Характер зависимости полностью совпадает с подобными зависимостями для упорных подшипников гидродинамических опор, имеющих сужающиеся зазоры в направлении скольжения [8]. Многолетний опыт эксплуатации компрессоров указанного типа показал надежную работу разработанного упорного подшипника.

Приведем рекомендации по выбору основных параметров упорного подшипника.

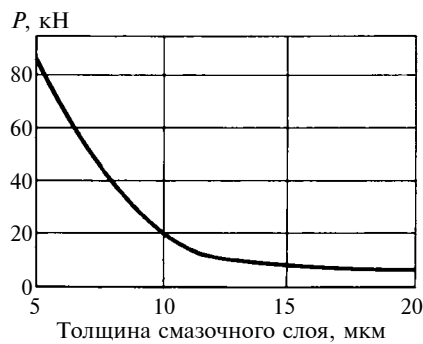


Рис. 3. Зависимость несущей способности упорного подшипника от толщины смазочного слоя

1. *Число z подушек.* При увеличении z снижается максимальная температура и увеличивается несущая способность подшипника. Исходя из этого, следует рекомендовать $z = 8 \div 10$.

2. *Глубина H_k радиальных и кольцевых канавок.* В диапазонах изменения параметров а) $\chi > 8$, $\delta_t = 0 \div 20$; б) $\chi > 22$, $\delta_t = 20 \div 30$; в) $\chi > 35$, $\delta_t = 0 \div 100$, с увеличением H_k возрастает параметр деформации и повышается несущая способность подшипника. Эти диапазоны являются наиболее распространенными. В остальной области изменения параметров χ и δ_t зависимость обратная. При первом расчете рекомендуется принять $H_k = 3 \cdot 10^{-3}$ м.

3. *Ширина B_k радиальной канавки при заданных H_k и z .* При первом расчете следует задавать $B_k = (3 \div 5) \cdot 10^{-3}$ м. После выполнения расчета необходимо проверить скорость v_k течения смазочного материала на входе в радиальную канавку. Она не должна превышать 2 м/с. При большей скорости следует увеличить B_k .

4. *Ширина кольцевой канавки 7* (см. рис. 1). Ширину $(R_3 - R_2)$ канавки рекомендуется принять равной $2 \cdot 10^{-3}$ м.

5. *Профиль поперечного сечения канавок* может быть различным и выбирается конструктором вместе с технологом. При этом площадь поперечного сечения канавки сложной формы должна быть равна площади прямоугольной канавки размерами $H_k \times B_k$ для радиальной канавки и

$H_k \times (R_3 - R_2)$ для кольцевой канавки.

6. *Зазоры с рабочей h_{o1} и нерабочей h_{o2} сторон.* Расчет проводится при заданных значениях зазора h_{o1} с рабочей стороны двустороннего зазора $2h_o$. При этом зазор с нерабочей стороны определяется в процессе расчета по формуле $2h_{o2} = 2h_o - h_{o1}$. Рассчитываются все характеристики с рабочей и нерабочей сторон. Характеристики подшипника с рабочей стороны не зависят от геометрических и других параметров нерабочей стороны. Если пользователю программы не нужна нерабочая сторона, то рекомендуется задать $2h_o \geq 0,6 \cdot 10^{-3}$ м и результаты расчета нерабочей стороны не использовать.

Характеристики нерабочей стороны зависят от геометрии и режима работы рабочей стороны следующим образом. На нерабочей стороне должны выполняться точно такие же канавки 10 (см. рис. 1), как и на рабочей стороне. Поэтому значения площади жиклеров, полученные при расчете рабочей стороны, используются затем при расчете нерабочей стороны, что влияет на расход смазочного материала и его температуру слива для нерабочей стороны.

При первом расчете целесообразно задать сразу несколько значений h_o в пределах $(5 \div 20)10^{-6}$ м с шагом $5 \cdot 10^{-6}$ м. Полученный диапазон изменения характеристик позволяет оценить работоспособность подшипника в зависимости от осевой нагрузки.

7. *Размеры канавки 10* (см. рис. 1) на поверхности кольцевого пояса 9. Число жиклеров задается. В результате расчета получают значение площади f_1 одного жиклера. Форму поперечного сечения жиклера задает конструктор, исходя из результатов расчета. Размеры жиклеров с рабочей и нерабочей стороны — одинаковы.

8. *Осевой зазор h_{o1}* для заданной осевой нагрузки должен составлять не менее 15 мкм при

тонкости фильтрации масла не менее 16 мкм.

9. **Максимальная температура** t_{\max} **смазочного материала в рабочей подушке** не должна превышать 120 °С [8].

10. **Температура смазочного материала на сливе** не должна превышать 70 °С.

11. **Температуру** t_0 **смазочного материала при подводе в упорный подшипник** через опорный подшипник следует принять равной температуре слива из опорного подшипника.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Дроздов Ю. Н., Арчegov В. Г., Тимохова А. П.** Исследование изно-

состойкости материалов применительно к гидронасосам // *Машиноведение*. 1977. № 2. С. 105—106.

2. **Расчет** гидродинамической опоры с учетом теплового потока в масляном слое / А. В. Балкинд, К. Г. Василенко, А. Г. Плюшков, С. Н. Рождественский // *Вестник машиностроения*. 1973. № 8. С. 21—24.

3. **Камерон А.** Теория смазки в инженерном деле. М.: Машгиз, 1962. 296 с.

4. **Каррай, Броклей, Дворак.** Тепловой клин в пленке смазки упорных подшипников с параллельными поверхностями // *Теоретические основы инженерных расчетов*. 1965. № 4. С. 6—15.

5. **Подольский М. Е.** К гидродинамике неизотермического смазочного слоя // *Изв. АН СССР. Механика*. 1965. № 2. С. 26—32.

6. **Robinson C. L., Cameron A.** Studies in hydrodynamic thrust-bearing // *Philosophical Trans. Roy Soc.* 1975. 1283. P. 351—395.

7. **Максимов В. А.** Термоупруго-гидродинамическая (ТУГД) теория смазки подшипников и уплотнений жидкостного трения турбомашин: Автореф. дис. ... д-р техн. наук. М.: ИМАШ АН СССР, 1981. 41 с.

8. **Максимов В. А., Баткис Г. С.** Трибология подшипников и уплотнений жидкостного трения высокоскоростных турбомашин. Казань: ФЭН (Наука), 1998. 429 с.

9. **Максимов В. А., Хадиев М. Б., Федотов Е. М.** Определение гидродинамических и тепловых характеристик упорных подшипников математическим моделированием // *Вестник машиностроения*. 2004. № 6. С. 39—45.

УДК 621.833

АН И-КАН, д-р техн. наук (Томский политехнический университет)

Синтез рациональных профилей зубьев колес плоских зубчатых передач

На основании решения вариационной задачи определена линия зацепления, не изменяющаяся в процессе эксплуатации. Установлено, что найденная линия зацепления не отходит до полюса зацепления и представляет собой дугу окружности. Получены оптимальные профили зубьев, состоящие из двух участков: выпуклого — на головке и вогнутого — на ножке зуба.

On the basis of solution of variation problem a line of contact being not changed in the operational process has been determined. It was shown that the line of contact defined does not go away from pitch point and represents an arc of a circle. Optimal teeth profiles have been obtained. The profiles consist of convex part on the point of tooth and of concave one on the tooth root.

Постановка задачи. Основными видами поверхностного разрушения зубьев являются усталостное выкрашивание, износ и заедание. На основании большого числа эксплуатационных и экспериментальных данных установлено, что зубчатые передачи, используемые в горных, сельскохозяйственных, дорожно-строительных и металлургических машинах, как правило, выходят из строя из-за износа. В процессе эксплуатации в зубчатых зацеплениях происходят изменения геометрических форм зубьев,

ухудшающие качественные показатели. При этом, как отмечают некоторые исследователи [1, 2], изношенный профиль принимает установившуюся форму, сохраняющуюся в течение всего периода эксплуатации передачи.

Однако теоретические и экспериментальные исследования [3—5] показали, что участки зубьев, контактирующих в полюсной зоне, не воспроизводятся. В работе [6] численно, методом итерации найдена линия зацепления "изношенных" зубьев, особенностью которой является то, что

она не доходит до полюса. Из сказанного следует, что зацепление зубьев в полюсной зоне происходит в неблагоприятных условиях.

Таким образом, затронутая проблема является достаточно сложной и многие ее вопросы пока еще не решены. Цель данной статьи — хотя бы частично восполнить пробел в рассматриваемом вопросе.

Уравнение зацепления. Линию зацепления представим как радиус-вектор (рис. 1) $u = u(\alpha)$, который в неподвижной системе координат $S(OXY)$ может быть записан в виде $u = u \cos \alpha i + u \sin \alpha j$, где i, j — орты осей координат.

Тогда уравнением профиля зуба колеса I в подвижной системе координат $S_1(O_1X_1Y_1)$, связанной с ним, будет

$$r_1 = [u \cos(\varphi_1 + \alpha) - R_1 \sin \varphi_1] i_1 + [u \sin(\varphi_1 + \alpha) + R_1 \cos \varphi_1] j_1, \quad (1)$$

где R_1, φ_1 — радиус центроиды и угловой параметр вращения зубчатого колеса I .

Запишем уравнение орта нормали к профилю зуба, учитывая,

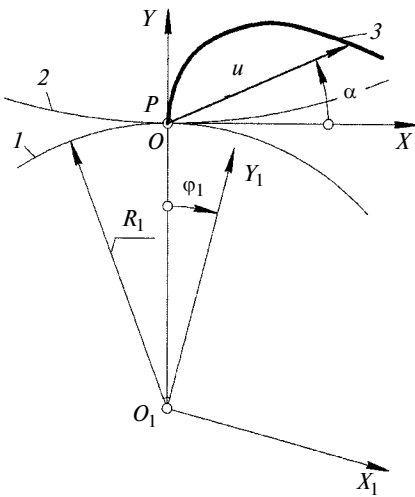


Рис. 1. К расчету линии зацепления: 1, 2 — центры зубчатых колес; 3 — линия зацепления; P — полюс зацепления

что вектор u (см. рис. 1) совпадает с нормалью:

$$e_1 = \cos(\varphi_1 + \alpha)j_1 + \sin(\varphi_1 + \alpha)j_2. \quad (2)$$

Далее условие сопряженности профилей зубьев представим в виде скалярного произведения двух векторов

$$\tau_1 \cdot e_1 = 0, \quad (3)$$

в котором τ_1 — касательная к профилю зуба, определяется как производная:

$$\tau_1 = \frac{dr_1}{d\varphi_1} = \frac{\partial r_1}{\partial \varphi_1} + \frac{\partial r_1}{\partial u} \frac{du}{d\varphi_1} + \frac{\partial r_1}{\partial \alpha} \frac{d\alpha}{d\varphi_1}. \quad (4)$$

В результате умножения векторов в соответствии с формулой (3) и с привлечением выражений (1), (2), (4) после несложных преобразований получим уравнение зацепления, связывающее параметры u , α и φ_1 :

$$du/d\varphi_1 = R_1 \cos \alpha. \quad (5)$$

Уравнение линии зацепления, обеспечивающей минимальную потерю энергии на трение скольжения. Мощность силы трения между зубьями $P = T_1 f u \omega_{12} / (R_1 \cos \alpha)$, где T_1 — вращающий момент на колесе 1; f — коэффициент трения скольжения (для упрощения

задачи принят постоянным); ω_{12} — угловая скорость в относительном движении.

Работу сил трения можно найти из выражения

$$W = \int_0^t P dt = \frac{T_1 f}{R_1} \int_0^t \frac{\omega_{12} u}{\cos \alpha} dt, \quad (6)$$

в котором t — параметр времени.

Далее, используя выражение

$$dt = d\varphi_1 / \omega_1, \quad (7)$$

где ω_1 — угловая скорость колеса 1, перепишем равенство (6) с учетом формул (5) и (7):

$$W = T_1 f \left(1 - \frac{1}{i_{12}}\right) \int_0^{\varphi_1} \frac{u}{u'} d\varphi_1, \quad (8)$$

где i_{12} — передаточное отношение зубчатого зацепления, принятое постоянным.

Минимальную потерю энергии будет обеспечивать та линия зацепления, которая, прежде всего, удовлетворяет уравнению Эйлера в вариационной задаче [7]. Поскольку подинтегральная функция выражения (8) явно не зависит от φ_1 , введя обозначения $F = u/u'$ и $u' = du/d\varphi_1$, представим уравнение Эйлера в следующем виде:

$$F - u' F_{u'} = C_1. \quad (9)$$

Решая уравнение (9), находим промежуточный результат

$$u = C_1 u', \quad (10)$$

из которого следует:

$$\varphi_1 = C_1 \ln u + C_2. \quad (11)$$

Если $\varphi_1 = 0$ при $u = 1$, то $C_2 = 0$. Кроме того, по физическому смыслу $C_1 > 0$.

Из выражения (11) с учетом принятых условий находим искомую функцию:

$$u = e^{\varphi_1 / C_1}. \quad (12)$$

Кривые семейства (пучка) (12) с центром $\varphi_1 = 0$ и $u = 1$ в области $\varphi_1 \geq 0$ нигде не пересекаются и образуют центральное поле.

Следовательно, условие Якоби в рассматриваемой области выполняется.

Проверяем условия Лежандра. Замечаем, что функция F трижды дифференцируема по u' и, кроме того, ее вторая производная с учетом формулы (10) $F_{u'u'} = 2C_1/u'^2 > 0$.

Таким образом, имеются признаки сильного минимума в выделенной области.

Объединив выражения (5) и (10), находим уравнение линии зацепления:

$$u = C_1 R_1 \cos \alpha. \quad (13)$$

Полученная зависимость представляет собой уравнение семейства окружностей в полярной системе координат (рис. 2). При этом следует иметь в виду, что оптимальными являются только участки дуг с $u \geq 1$ (так как $\varphi_1 \geq 0$).

Несмотря на то, что найденные линии зацепления существенно отличаются от реальных (не учтены многие важные факторы, влияющие на процессы, происходящие в зацеплении), можно утверждать, что участки зубьев, соприкасающиеся в окрестности полюса зацепления, в процессе эксплуатации не воспроизводятся (не стремятся к оптимальным). Следовательно, невозможно синтезировать "изношенные" профили зубьев, работаю-

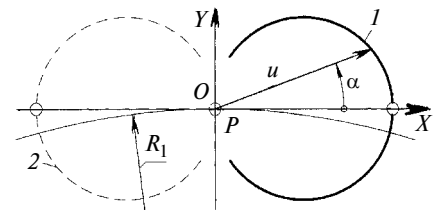


Рис. 2. Оптимальные линии зацепления: 1 — заплоская; 2 — доплоская

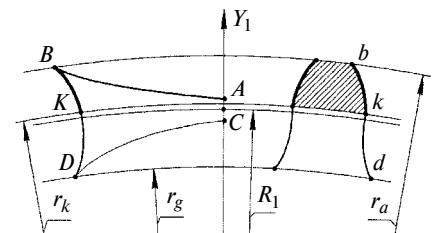


Рис. 3. Формирование профилей зубьев

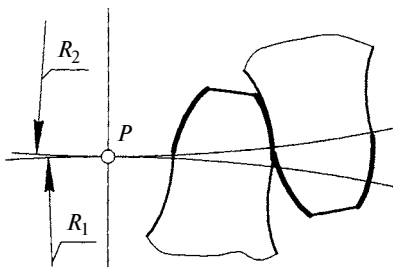


Рис. 4. Зубчатая передача с оптимальными профилями зубьев

щие в полюсе. Кроме того, упомянутое обстоятельство может служить одной из причин начала питтинга эвольвентных зубьев в полюсной зоне [8].

Оптимальные профили зубьев. Рассмотрим частный случай при $C_1 = 0,1$ и $R_1 = 100$. Для построения профилей зубьев воспользуемся уравнением (1) совместно с зависимостями (12) и (13). На рис. 3 графически представлены результаты расчета.

Для заголовной линии 1 зацепления (см. рис. 2) профиль зуба состоит из двух участков (см. рис. 3): при $\alpha > 0$ из $A-B$ и $B-K$, а при $\alpha < 0$ — из $C-D$ и $D-K$. Для доголовной линии 2 (см. рис. 2) профили зубьев будут симметричными относительно оси O_1Y_1 .

На рис. 3 показан профиль $b-k-d$ зуба, сформированный из двух участков: участка $B-K$, со-

ответствующего заголовной линии зацепления, и $D-K$ — доголовной. Синтезированный оптимальный зуб имеет выпукло-вогнутую форму: головка зуба (заштрихована) — выпуклая, а ножка — вогнутая. Вопрос относительно применения участков $A-B$ и $C-D$ профилей требует отдельного изучения.

Высоту зуба без учета переходной кривой можно определить по формуле $h = r_a - r_g = C_1 R_1$.

На рис. 4 представлена одна из синтезированных передач с оптимальными профилями зубьев с передаточным отношением, равным единице ($i_{12} = 1$). При этом следует отметить, что в полюсе соприкосновения зубьев не происходит.

Выводы

1. Наиболее неблагоприятным фактором при изнашивании зубьев является зацепление в околополюсной зоне, так как профили зубьев в полюсе не воспроизводятся (не стремятся к оптимальным) и способствуют наибольшему искажению передаточного отношения.

2. Для упрочненных зубьев целесообразно, используя соответствующую модификацию профилей, ограничить контакт в полюсной зоне в период приработки.

3. Оптимальный профиль зуба имеет выпукло-вогнутую форму, следовательно, эвольвентный зуб не является рациональным с точки зрения воспроизводимости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Благодарный В. М.** Расчет мелкомодульных зубчатых передач на износ и прочность. М.: Машиностроение, 1985. 128 с.
2. **Шульц В. В.** Форма естественного износа деталей машин и инструмента. Л.: Машиностроение, 1990. 208 с.
3. **Справочник по триботехнике /** Под общ. ред. М. Хейды, А. В. Чичинадзе. Т. 1. М.: Машиностроение, 1989. 400 с.
4. **Прочность и надежность механического привода /** Под ред. В. Н. Кудрявцева и Ю. А. Державца. Л.: Машиностроение, 1977. 240 с.
5. **Семенов Ю. С.** Некоторые закономерности износа зубчатых колес // Известия ТПИ. 1961. Т. 96. С. 176—180.
6. **Пути оптимизации плоских зубчатых зацеплений /** А. Е. Беляев, Ан И-Кан, Г. М. Морозов, Д. В. Беляев // Прогрессивные зубчатые передачи. Сб. науч. тр. Новоуральск: НГТИ, 2003. С. 11—13.
7. **Эльсгольц Л. Э.** Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление. М.: Наука, 1969. 424 с.
8. **Игнатищев Р. М.** О неиспользуемых существенных резервах повышения долговечности, надежности и точности проектирования зубчатых передач // Вестник машиностроения. 2004. № 4. С. 30—32.

УДК 621.113

А. В. СПИРИДОНОВ, д-р техн. наук, Г. К. РЯБОВ
(Ковровская ГТА им. В. А. Дегтярева)

Совершенствование конструкции автоматических клиноременных вариаторов

Приведены схема устройства и результаты теоретических и экспериментальных исследований динамики разгона мототранспортных средств, оснащенных уже существующим автоматическим клиноременным вариатором и вариатором новой конструкции.

Results of theoretical and experimental investigations of acceleration dynamics of the motor vehicles equipped by existing automatic V-belt variable-speed gear and that of a new design are presented.

В трансмиссии современных малокубатурных мототранспортных средств (МТС) применяют автоматические клиноременные вариаторы (АКВ) с центробежным регулятором на ведущем валу [1], характер изменения передаточного отношения u которых в зависимости от угловой скорости ω вала двигателя показан на рис. 1 (зависимость 2). Здесь же приведена зависимость крутящего момента M_K и угловой скорости ω вала двигателя внутреннего сгорания МТС.

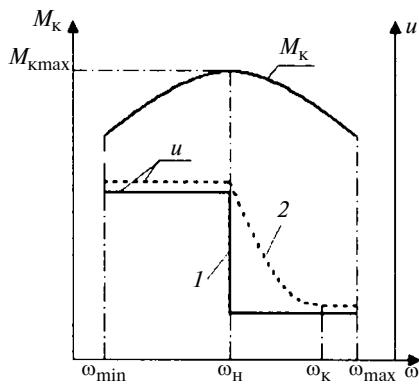


Рис. 1. Зависимости изменения крутящего момента M_k и передаточного отношения u АКВ от угловой скорости вала двигателя

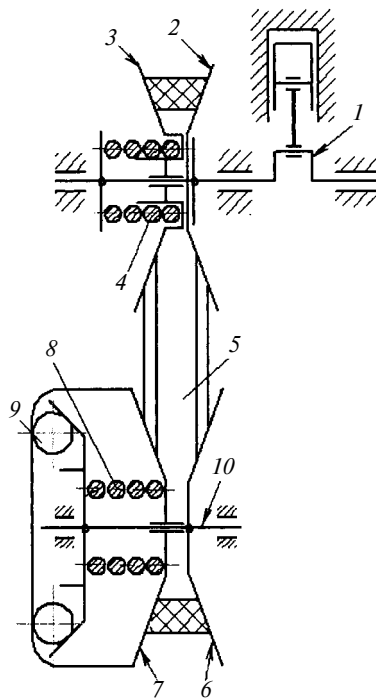


Рис. 2. Схема предлагаемого АКВ

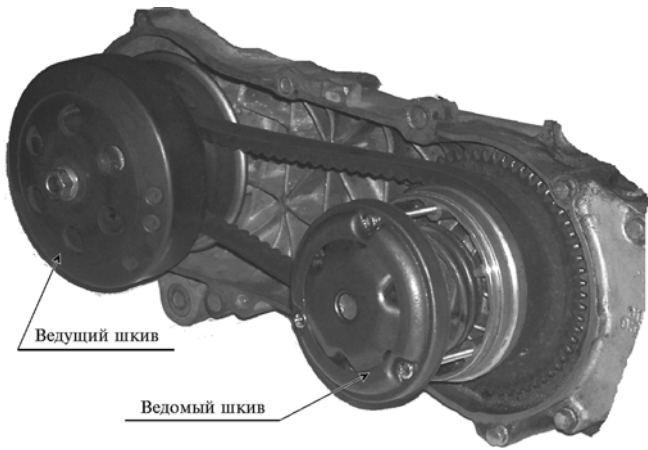


Рис. 3. Опытный образец предлагаемого АКВ

Учитывая, что ускорение МТС при разгоне определяется крутящим моментом на ведущем колесе, который, в свою очередь, зависит от крутящего момента на валу двигателя и от передаточного отношения трансмиссии, то

для обеспечения максимального ускорения МТС требуется, чтобы изменение передаточного отношения происходило при максимальном крутящем моменте вала двигателя. Кроме того, желательно, чтобы оно соответствовало

зависимости 2, представленной на рис. 1.

Однако в уже существующих АКВ с центробежным регулятором для изменения передаточного отношения вал двигателя должен набирать дополнительную угловую скорость (от ω_H до ω_K). Это приводит к тому, что, во-первых, момент на валу двигателя на данном участке снижается, а во-вторых, на увеличение угловой скорости вала двигателя расходуется значительная часть его мощности. С другой стороны, уменьшение данного диапазона угловой скорости, как показали исследования [1], приводит к потере устойчивости работы АКВ и, как следствие, к еще большему снижению динамики разгона МТС.

Для решения этой проблемы предлагается новая схема устройства АКВ (рис. 2), в которой, в отличие схемы ранее представленного АКВ, центробежный регулятор устанавливается на ведомом валу [2]. В предлагаемом АКВ вращение от коленчатого вала 1 двигателя передается ведущему шкиву 2, от которого через ремень 5 движение передается ведомому шкиву 6. В процессе разгона МТС угловая скорость ведомого вала 10 увеличивается вместе с центробежными грузами 9. В результате центробежные грузы 9 вследствие увеличения центробежных сил перемещаются на больший радиус, отжимая при этом пружину 8 и перемещая подвижный диск 7 влево. На ведущем шкиве 2 в результате поджатия пружины 4 подвижный

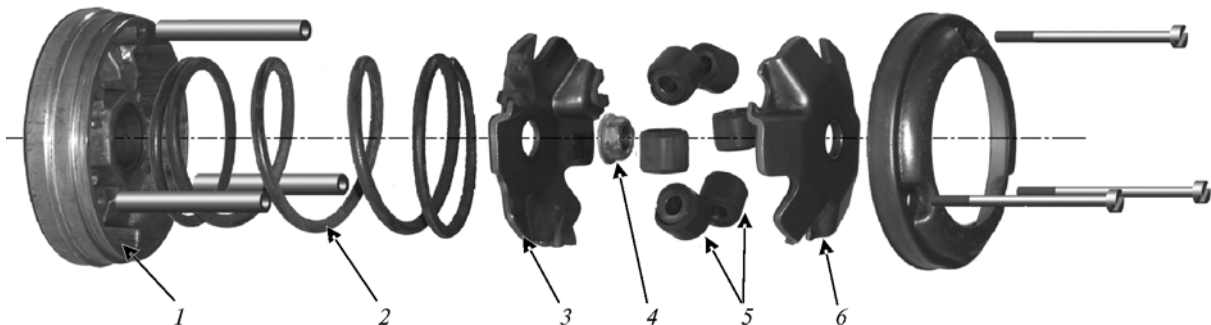


Рис. 4. Отжимное устройство АКВ:

1 — подвижный диск ведомого шкива; 2 — пружина, задающая характер изменения передаточного отношения; 3 и 6 — направляющие центробежных грузов; 4 — гайка крепления к ведомому валу АКВ; 5 — центробежный груз

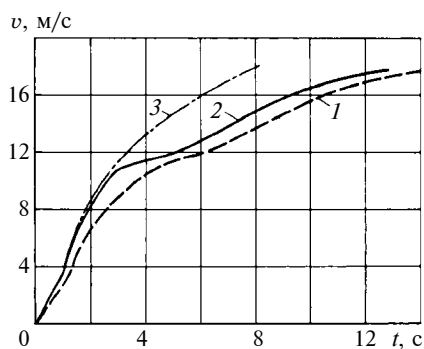


Рис. 5. Зависимости изменения скорости v от времени t разгона для МТС:

1 — с уже существующим АКВ; 2 — с предлагаемым АКВ; 3 — с АКВ при оптимизации профиля направляющих центробежных грузов отжимного устройства

диск 3 перемещается вправо, а ремень 5 перемещается на больший радиус, что приводит к уменьшению передаточного отношения.

Таким образом, зависимость передаточного отношения от угловой скорости вала двигателя имеет косвенный характер, и значение передаточного отношения

АКВ определяется непосредственно скоростью движения МТС, что в свою очередь позволяет путем задания определенного профиля направляющих центробежных грузов получить закономерность $u = f(\omega)$, что соответствует зависимости 2 на рис. 1.

Для подтверждения изложенного выше был разработан и испытан опытный образец АКВ (рис. 3). Элементы отжимного центробежного устройства, устанавливаемого на ведомый шкив АКВ, показаны на рис. 4. В ходе исследований разработанного АКВ были получены зависимости скорости v МТС от времени t его разгона (рис. 5).

Выводы

Использование оптимизированного криволинейного профиля направляющих центробежных грузов позволяет повысить динамику разгона МТС примерно на 40 ÷ 45 %. При этом появляется

возможность получения оптимального коэффициента тяги ременной передачи во всем диапазоне регулирования передаточного отношения, что позволяет отказаться от регулятора по нагрузке, который необходим при использовании существующего АКВ. Кроме того, отсутствие регулятора по нагрузке в значительной степени упрощает конструкцию и настройку АКВ, а также обеспечивает возможность использования облегченных центробежных грузов, что в свою очередь снижает изнашивание направляющих и грузов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рябов Г. К., Андреев С. А. Автоматическая трансмиссия мото-транспортных средств. Теория, расчет и проектирование. Ковров: КГТА, 2006. 92 с.
2. Полезная модель 75703 РФ: Автоматический клиноременный вариатор: МКИ⁵ F 16H9/16.

УДК 621.822.001.2

С. И. ЗАХАРОВ, канд. техн. наук

Преобразование изменений вибрационных характеристик усталостного выкрашивания подшипников качения в показатели степени износа

Представлены методики повышения наглядности регистрации степени повреждения подшипников качения с усталостным выкрашиванием с возможностью минимизации ожидаемого риска их диагностики.

Clearness registration techniques of the frictionless bearings damage rate with fatigue flaking with a possibility of minimization of expected risk of its diagnostics are presented.

Для определения вида и формы связей между данными технических наблюдений широко применяется корреляционно-регрессионный анализ. В приложении к акустическим методам контроля износа он, видимо, может стать основным инструментом решения задач прогнозирования и планирования операций технического обслуживания на предприятиях.

В настоящей статье рассмотрены механизмы преобразования характеристик вибрационных методов оценки параметров усталостного выкрашивания в узлах трения качения машин в показатели их процентного износа.

Опыт применения широко известных приборов и систем диагностики подшипников качения методом SPM [1] на предприятиях целлюлозно-бумажной промышленности, металлургии и машиностроения России (по данным специалистов, занимающихся применением технологий SPM, например приведенным в работе [2]), показывает, что регистрация значительных величин износа может быть спровоцирована многими причинами: ухудшением эксплуатационных свойств смазочного материала, повышенной нагрузкой на подшипник, вибрацией механизма (включая вибрацию от внешних источ-

ников), помехами механической природы, шумом (вибрацией) зубчатого зацепления, в том числе соседних механизмов, помехами электромагнитной природы и другими причинами, влияющими на возбуждение колебаний на резонансной частоте акселерометра (преобразователя виброускорения) и применяемого в приборах фильтра селекции [3].

Повысить помехозащищенность и точность средств диагностики подшипников качения возможно, вероятно, на основе использования принципа неопределенности в случайных стационарных процессах с вейвлетами [4], т. е., например, в результате регистрации $16 \div 26$ % широкополосного интегрального уровня высших частот виброускорения (относительно всей энергии виброускорения). Этот способ был предложен автором в 1978 г. [5] в соответствии с ранее проведенными им исследованиями и сравнительными испытаниями специфических приборов, расчетов на ЭВМ соотношений Винера—Хинчина и других методик оценки спектральной плотности амплитуд виброускорения при наличии усталостного шелушения в подшипниках.

Дальнейшее совершенствование указанного способа привело к получению ряда оценок кондиции подшипников качения, отличающихся чувствительностью и нелинейностью по отношению к нескольким видам износа. Кроме того, с помощью показателя Entropy и других регистрируется периодичность проявления повреждений [6]. Можно предположить, что все это позволяет перейти на новый качественный уровень — прогнозирование (на основе цифрового виброконтроля [7, 8]) остаточного ресурса подшипников качения и, возможно, зубчатых колес редукторов в процессе эксплуатации (например, с помощью гребенчатого фильтра).

С целью дальнейшего расширения качественных возможностей средств вибрационного неразрушающего контроля усталостного выкрашивания в подшипниках качения в более жестких условиях эксплуатации рассмотрим более адаптивные, чем его пик-фактор $Y_0 = 3,5 P_t / \sqrt{D_t}$, оценки на основании регистрации значений $Y_1 = 28 \ln [D_t P_t / (D_0 P_0)]$ и $Y_2 = 3 \sqrt{D_t P_t} / D_0$, где D_t , D_0 и P_t , P_0 — соответственно дисперсии и экстремумы виброускорения в момент контроля и после приработки вновь установленных шарикоподшипников 204 (использован диапазон информативных частот вибрации $20 \div 22050$ Гц).

Испытания, ускоренные заданием четырехкратного превышения допустимого в обычных условиях (30 000 ч работы) расчетного нагружения, проведены в лаборатории ООО "Бифоре" на контрольном стенде ЦКБ-72 с группами из четырех шарикоподшипников 204 каждая при их частоте вращения 3000 мин^{-1} .

В качестве преобразователей виброускорения использовали акселерометры типа АВС 134 НПО "Измерительная техника". Сигналы последних после коммутации, предусиления, компрессирования [9] (с целью общего улучшения соотношения сигнал/шум на $27 \div 35$ дБ) и квантования встроенной на постоянной основе "звуковой картой" [10] записывались в виде файлов на ПЭВМ с цифровыми "магнитофонами" Sound Recorder Realtek AC97 Audio (время записи 60 с) и Adobe Audition 1.5 при режимах: mono, $16 \div 32$ бит (для последующего расчета значений Y_1 , Y_2 и Y_0). Кроме того, регистрировалось состояние цифрового регулятора (резистора) дисперсии сигнала (на ЦАП) в составе компрессоров.

В результате было зафиксировано и проанализировано усталостное шелушение (выкрашивание) внутреннего кольца 11 и шариков у трех подшипников качения. Полученные данные (округленные до значений целых чисел) представлены в таблице, в которой указаны: место повреждения (1 — внутреннее кольцо; 2 — тело качения) и его максимальная глубина h ; средние по пяти измерениям значения Y_0 , Y_1 , Y_2 без повреждения (в числителе) и с повреждением (в знаменателе); отношение дисперсии повреждения, эквивалентной по $h (D_i \approx h/149)$, к посадочному диаметру $d = 20$ мм внутреннего кольца подшипника ($\lim D_i/d \approx 2,9/10^4$ [13]).

Необходимо отметить, что рассчитывать "периодичности проявления" в спектрах вибрации информативных "частот повреждений" как для подшипников качения, так и для зубчатых колес редукторов (и некоторых других механизмов [11]) удобно с помощью специальных калькуляторов [12]. При этом Adobe Audition 1.5 имеет в своем составе анализатор спектра для индикации АЧХ с линейной и

Номер п/п	Место повреждения; h , мм	Y_0	Y_1	Y_2	D_i/d
1	1; 0,375	40/79	0/93	35/93	$1,259/10^4$
2	1; 0,350	39/76	0/93	38/90	$1,175/10^4$
3	1; 0,383	41/80	0/95	40/93	$1,285/10^4$
4	1; 0,298	38/81	0/90	35/90	$1,000/10^4$
5	2; 0,051	37/47	0/55	34/56	$0,170/10^4$
6	2; 0,124	42/79	0/66	40/80	$0,350/10^4$
7	2; 0,115	41/75	0/60	40/80	$0,230/10^4$
8	1; 0,240	35/80	0/88	37/83	$0,750/10^4$
9	1; 0,231	41/85	0/89	40/87	$0,575/10^4$
10	1; 0,301	37/87	0/90	35/90	$1,001/10^4$
11	1; 0,310	39/90	0/91	36/94	$1,040/10^4$
12	1; 0,310	39/88	0/90	36/95	$1,040/10^4$
13	1; 0,308	40/76	0/90	37/96	$1,034/10^4$
14	1; 0,311	37/82	0/93	34/89	$1,044/10^4$

логарифмической градациями по частоте (с шагом около 1 Гц), который можно использовать для их регистрации и отображения, например, с выхода резисторного делителя (ЦАП) в компрессор, т. е. после преобразования Гильберта, — контролируется модуляция энергии вибрации.

Анализ данных таблицы показывает, что значения Y_0 и Y_2 для данных величин износа (выкрашивания) практически одинаковы, а для Y_1 , имеющего в начале испытаний с увеличенной нагрузкой нулевые значения, уравнение регрессии может выглядеть следующим образом:

$$D_i d \approx (291 Y_1 - 327 Y_1^2 + 125,4 Y_1^3) / 10^{12}. \quad (1)$$

Стандартное отклонение значений по уравнению (1) от экспериментальных данных вычисляем по формуле $\sigma = \sqrt{\sum \Delta^2 / N}$, где Δ — отклонение от данных эксперимента, N — число экспериментов:

$$\sigma = \sqrt{\frac{748,141/10^{12} + 359,185/10^{12} + 54,756/10^{12} + 2,14/10^{12} + 0,894/10^{12} + 0,003/10^{12} + 0,934/10^{12} + 0,699/10^{12} + 82,724/10^{12} + 11,812/10^{12} + 13,763/10^{12} + 21,811/10^{12} + 20,075/10^{12} + 3,425/10^{12}}{14}} = 2,596/10^6,$$

что составляет 1,37 % от предельного согласно работе [13] значения (т. е. приближение возрастает более чем на порядок). Таким образом, отношение $D_i \approx h/149$, вероятно, можно использовать для приблизительной оценки допустимого износа при последующем эмпирическом обобщении его применения с учетом других конструктивных особенностей подшипников качения и рассматриваемых механизмов, например, принимая к использованию показатель $\lim(h/149)d_B/(20d_B) \approx 2,9/10^4$, где d_B — посадочный диаметр внутреннего кольца используемого подшипника. Кроме этого выражения можно использовать и менее "зачумное" отношение h/d .

Необходимо отметить, что расчеты характеристик усталости (выкрашивания) для выборки из подшипников качения шести разных типоразмеров показали, что отклонения от равенства $h/149 \approx D$ составляют не более $\pm 10,4$ % (где D — дисперсия шелушения) при доверительном интервале 0,95.

Экстраполяция уравнения (1) показывает, что на стенде износ шарикоподшипников 204 достигнет предельно допустимого значения при $Y_1 \approx 100$, что, видимо, позволяет говорить о применимости этой оценки для контроля износа подшипников в механизмах с более жесткими условиями нагружения.

Необходимо отметить, что похожая оценка была использована в приборе M-1302 VEB Robotron-Meßelektronik [14] для диагностики вибраций.

Для отношения h/d получим следующее регрессионное уравнение

$$h/d \approx (3,7078 Y_1 / 10^2 - 1,0943 Y_1^2 / 10^3 + 7,9463 Y_1^3 / 10^6) / d, \quad (2)$$

при $\lim(h/d) = 0,0144$.

Более внимательное рассмотрение уравнений (1) и (2) может привести к желанию введения корректирующего коэффициента в зависимости от ширины и типа (шариковые, роликовые, сферические и т. п.) подшипников качения, что требует проведения дополнительного исследования, например в производственных условиях.

При линейной модели регрессии для $Y_0 \div Y_3$ получим:

$$h \approx -4,0895/10^2 + 0,0405 Y_0 + 8,2897 Y_1 / 10^3 - 4,0506 Y_2 / 10^2. \quad (3)$$

Кроме того, можно воспользоваться аппроксимацией четырех значений (узлов: $\max h$ от $\min Y_i$) нижеприведенной программой на языке BASIC (расчет методом Гаусса):

```

INPUT Y(1) INPUT Y(2) INPUT Y(3) INPUT Y(4) INPUT X1(1) INPUT X1(2)
INPUT X1(3) INPUT X1(4) INPUT X2(1) INPUT X2(2) INPUT X2(3)
INPUT X2(4) INPUT X3(1) INPUT X3(2) INPUT X3(3) INPUT X3(4)
A = (Y(1) - Y(2)) / (X1(1) - X1(2)) C = (X2(1) - X2(2)) / (X1(1) - X1(2))
D = (X3(1) - X3(2)) / (X1(1) - X1(2)) E = (Y(2) - Y(3)) / (X1(2) - X1(3))
F = (X2(2) - X2(3)) / (X1(2) - X1(3)) G = (X3(2) - X3(3)) / (X1(2) - X1(3))
H = (Y(3) - Y(4)) / (X1(3) - X1(4)) I = (X2(3) - X2(4)) / (X1(3) - X1(4))
J = (X3(3) - X3(4)) / (X1(3) - X1(4)) K = (A - E) / (C - F) L = (D - G) / (C - F)
M = (E - H) / (F - I) N = (G - J) / (F - I) b3 = (K - M) / (L - N) b2 = M - (b3) * N
b1 = H - (b2) * I - (b3) * J b0 = Y(4) - (b1) * X1(4) - (b2) * X2(4) - (b3) * X3(4)
REM PRINT b0 PRINT b0 PRINT b1 PRINT b1 PRINT b2 PRINT b2 PRINT b3

```

Аналогичный результат можно получить и при использовании MSO Excel, а при замене переменных: $X_2 = (X_1)^2$ и $X_3 = (X_1)^3$ — выявить нелинейную зависимость.

В заключение рассмотрим преобразование оценок $Y_0 \div Y_2$ в процентные значения износа I шарикоподшипников 204 на основании следующих соотношений из таблицы:

$$\begin{aligned} 0 \% &= b_0 + 37(Y_0) + 0(Y_1) + 34(Y_2); \\ 35 \% &= b_0 + 47(Y_0) + 55(Y_1) + 56(Y_2); \\ 55 \% &= b_0 + 80(Y_0) + 94(Y_1) + 93(Y_2); \\ 90 \% &= B_0 + 90(Y_0) + 95(Y_1) + 96(Y_2); \\ \text{т. е. } I &\approx 29,472 + 5,294 Y_0 + 2,311 Y_1 - 6,596 Y_2 + C, \%. \end{aligned} \quad (4)$$

Стандартное отклонение значений I по уравнению (4) от данных из таблицы $\sigma < 1,9 \%$, а для Y_1 при замене переменных в программе $Y_1^2 = Y_2$ и $Y_1^3 = Y_3$ получим

$$I(Y_1) \approx 0,4361 Y_1 + 0,0487 Y_1^2 - 4,646465 Y_1^3 / 10^4 + C, \quad (5)$$

т. е. $\sigma < 1,7 \%$.

Если принять условие, что ожидаемый риск диагностики на основании уравнений (4) и (5) минимален благодаря гарантии отсутствия при диагностике заниженных значений износа, достигаемого, например, посредством добавления к I , %, постоянного коэффициента (значения) $C \approx 5 \div 10 \%$, то с высокой степенью вероятности можно будет говорить о непревышении зарегистрированного показателя износа (в процентах усталостного выкрашивания) в подшипнике в момент измерений.

Таким образом, представленные экспериментальные данные свидетельствуют о повышении наглядности результатов, получаемых при диагностике подшипников качения с логарифмированием отношений первоначальных текущих вибрационных характеристик, таких как D_t , $\sqrt{D_t}$, P_t , D_0 , $\sqrt{D_0}$, P_0 , P_t^2 , Entropy и т. п., а также возможности их преобразования в процентные значения степени усталостного выкрашивания (износа по усталостному шелушению). При этом ранее известные характеристики, например Y_0 или SPM-M, не теряют актуальности при существенном числе однотипных узлов трения качения, так как позволяют сразу же выделить подшипники, требующие повышенного внимания. Кроме того, отношения первоначальных и текущих характеристик вибрации позволяют использовать их в диагностике при более жестких режимах нагружения подшипников качения, дающих дополнительную модуляцию энергии виброускорения, которая превышает по оси частот 32 кГц [1], а уравнение для преобразования SPM-M(Y) в процентные значения износа I может выглядеть следующим образом:

$$I = 29,722 - 7,998(Y - Y_0) + 0,435(Y - Y_0)^2 - 4,841(Y - Y_0)^3 / 10^3,$$

где Y_0 — дополнительная модуляция энергии вибрации.

В заключение необходимо заметить, что по данным ООО "ИНКОТЕС" [15] при диагностике принадлежности дефектов определенному эле-

менту узла выявляемость повреждений составляет порядка $59 \div 76 \%$, при этом у всех, кто представляет информацию о результатах использования различных методов и средств вибрационного контроля состояния деталей механизмов, отсутствуют сведения об их сравнении или сопоставлении.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Буте П.-А.** Измерение ударных импульсов. Новый метод контроля состояния подшипников качения в процессе эксплуатации. Швеция: SKF, 1971. 7 с.
2. **Седуш В. Я., Сидоров В. А., Ошовская Е. В.** Управление техническим состоянием машин по результатам диагностирования // *Металлургия и горнорудная промышленность*. 2000. № 5. С. 86—88.
3. **Mete 10A.** Shock Pulse Meter. Manual. 1971. 39 p. SPM. Instruction Manual System 43. Printed in Sweden: SPM. Norma. 1980. 63 p.; No 0227133EP, 1987; No 1633308 SV, 1991.
4. **Вейвлет:** свободный справочник Википедии. Google, Wikipedia.
5. **Способ** диагностики подшипников качения в процессе эксплуатации и устройство для его осуществления. А. с. 775650 СССР: МКИ³ G 01 M 13/04.
6. **Экспертная** система для виброконтроля кондиции узлов трения качения / С. И. Захаров, С. А. Смирнов, Д. А. Баталов, А. У. Ибрагимов. М.: Вестник машиностроения, 2005. № 1. С. 90—92.
7. **Устройство** для виброконтроля и диагностики подшипников качения. Заявка 96108554 РФ: МПК G 01 M 13/04.
8. **Способ** обработки сигналов. Заявка 2000122673 РФ.
9. **Компрессор.** Заявка 2002112056 РФ.
10. **Sound card** = Звуковая карта: From Wikipedia, the free encyclopedia = Материал из Википедии — свободной энциклопедии.
11. **Вибрация** в технике. Справочник. Т. 5 / Под редакцией М. Д. Генкина // *Определение частот основных возмущающих сил некоторых механизмов*. М.: Машиностроение, 1981. С. 390—395.
12. **Замараев К. С.** Калькуляторы для расчета частот подшипников качения и зубчатых передач.
13. **Дисперсионное** и спектральное оценивание кондиции подшипников в процессе эксплуатации / С. И. Захаров, С. А. Смирнов, А. А. Тюпин, Л. В. Жемчужникова. М.: Вестник машиностроения. 2000. № 4. С. 59—60.
14. **Акустическая** и виброизмерительная техника. Указатель приборов Robotron: Ag 25/160/87.
15. **Применение** вибродиагностического программного-аппаратного комплекса "АРМИД" для диагностики технического состояния колесно-редукторных блоков электропоездов в локомотивном депо Горький-Московский Горьковской железной дороги: www.vibration.ru.

К вопросу о самокомпенсации высокотемпературных трубопроводов при упругом закреплении

Рассматриваются вопросы управления процессами в высокотемпературных трубопроводных системах при колебаниях. Рассмотрена регулируемая опора, создающая благоприятное поле начальных деформаций упругих элементов. Предлагается алгоритм снижения влияния тепловых расширений на динамические характеристики трубопровода, позволяющий оценить ожидаемые динамические параметры в зависимости от проектных решений и обеспечить предварительную настройку опор.

The processes control problems in high-temperature pipelines at presence of vibrations are considered. A regulated thrust, producing a profitable field of initial deformations of elastic elements, has been considered. The influence lowering algorithm of thermal broadening on the pipeline dynamic characteristics is proposed, which allows to estimate expected dynamic parameters in the dependence on the design solutions and to provide the initial tune-up of the thrusts.

Трубопроводные системы широко используются в энергетике, химической промышленности, машиностроении. В настоящее время остро стоит проблема виброизоляции и вибродемпфирования трубопроводных систем, работающих с высокотемпературными и агрессивными средами, в которых нельзя использовать традиционные резинометаллические конструкции. Современные трубопроводы — сложные статически неопределимые пространственные конструкции, испытывающие взаимосвязанные гидроупругие колебания, обуславливающие пульсацию потока рабочей среды и тепловые расширения, которые изменяют технические характеристики трубопроводов, нагрузки на опоры, а следовательно, и модальные параметры системы. Поэтому температурные деформации необходимо компенсировать.

Вибростойкость данных систем должна исключать резонансные колебания [1] и минимизировать напряжения. Конструкция трубопроводов и используемый в них материал должны обеспечивать безотказную работу, в том числе и при аварийных ситуациях. Это во многом зависит от характеристик применяемых упругих опор и методов расчета виброактивности трубопроводов. Доводка готовых систем — очень трудоемкая и дорогостоящая операция.

В пространственных разветвленных трубопроводах колебания происходят в разных плоскостях. Поэтому в таких колебательных системах необходимо использовать опоры [2] с автономно в различных направлениях регулируемой жесткостью, обеспечивая управление динамическими параметрами

системы. Конструкция такой цельнометаллической опоры показана на рис. 1. Упругодемпфирующие элементы (УДЭ) опоры изготовлены из прессованной коррозионно-стойкой проволоки. Изменение жесткости опоры достигается деформированием УДЭ путем ввинчивания/вывинчивания регулируемых втулок.

Обобщенный коэффициент жесткости опоры в произвольном направлении $\nu(\alpha)$ определяется выражением [3]

$$K_{\nu} = \sum_{i=1}^n \left(K_{y_i}(s) \cos \alpha_i \frac{\nu - l_i \cos \alpha_i}{\sqrt{l_i^2 + \nu^2 - 2 l_i \nu \cos \alpha_i}} - K_{x_i}(s) \sin^2 \alpha_i \right), \quad (1)$$

где K_{y_i} и K_{x_i} — жесткости i -го элемента соответственно при сжатии и сдвиге; l и s — высота и предварительный натяг элемента.

При заданных l_i и s_i , подставив в формулу (1) значения деформации ν и α от 0 до 2π с требуемым шагом, получим зависимость $K = f(\alpha)$, которая характеризует упругое поле опоры. На рис. 2 показаны рассчитанные зависимости $K(\alpha)$ при отсутствии предварительного натяга УДЭ (кривая a), при равномерном натяге (кривая b) и неравномерных деформациях (кривые v и z). Имеется возможность регулирования на различную жесткость в разных радиальных направлениях, что необходимо для отстройки от резонансов трубопроводных систем с пространственными формами колебаний.

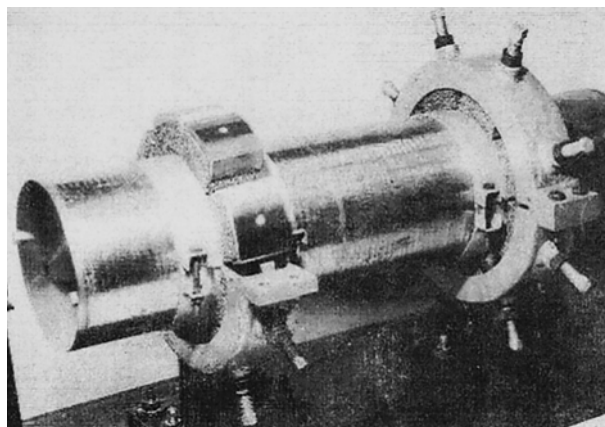


Рис. 1. Опора трубопровода с регулируемой жесткостью

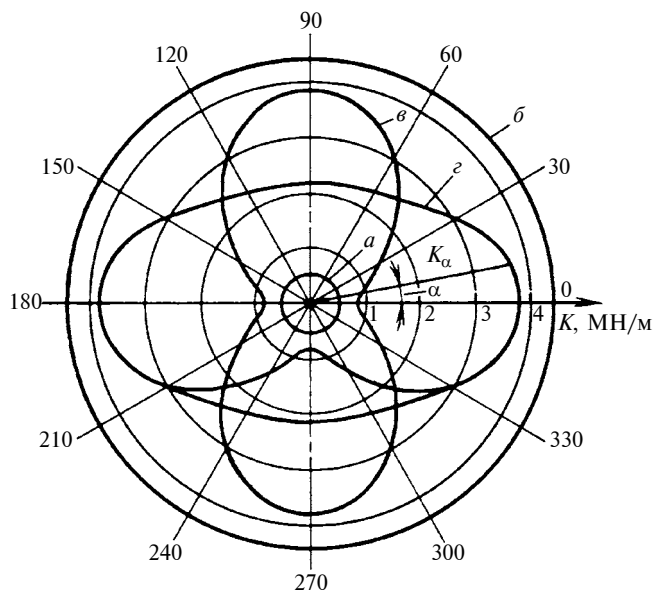


Рис. 2. Упругие поля опоры

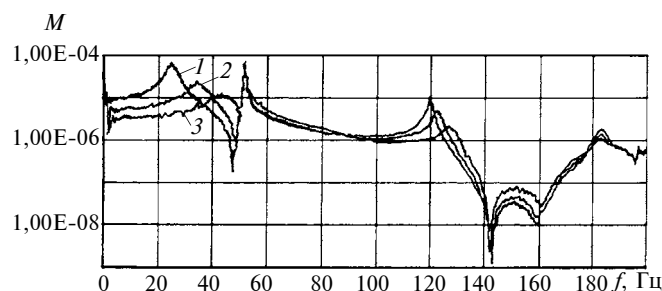


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики трубопровода при изменении жесткости опоры: 1) $K = 0,1$ МН/м; 2) $K = 0,2$ МН/м; 3) $K = 2$ МН/м

Жесткость опор рассчитывается из условия исключения резонансных колебаний. Модальные параметры трубопроводов рассчитываются по уравнению

$$([K + k(\{s\})] - \lambda[M + m])\{\varphi\} = 0,$$

где $[K + k(\{s\})]$ — матрица жесткости системы с учетом матриц жесткостей промежуточных опор; s — предварительный натяг; $[M + m]$ — матрица инерции системы с учетом матриц сосредоточенных масс; λ и φ — собственные значения и вектора системы. Частоты собственных колебаний не должны совпадать с частотами вынужденных колебаний, вызванных работой механизмов.

Для подтверждения эффективности настройки частот собственных колебаний пространственных трубопроводных систем при изменении жесткостных характеристик опор были проведены экспериментальные исследования. Анализ полученных амплитудно-частотных характеристик (рис. 3) показал, что с увеличением жесткости увеличивается и частота собственных колебаний, а также коэффициент демпфирования.

Настройка динамических характеристик высокотемпературных трубопроводов путем регулирования жесткости опор может быть нарушена вслед-

ствие дополнительных деформаций УДЭ, обусловленных тепловыми смещениями конструкции. Результаты расчета форм собственных колебаний при заданных жесткостях опор представлены на рис. 4, а. Следует учитывать также, что линия паропровода вследствие тепловых расширений изменится и примет положение, показанное на рис. 4, б.

Предлагается следующий алгоритм учета деформаций опор при расчете напряженно-деформированного состояния трубопроводов. Смещения узлов трубопровода можно получить из системы уравнений [4]:

$$\begin{cases} \delta_{ix} = \alpha \Delta t (x_k - x_H); \\ \delta_{iy} = \alpha \Delta t (y_k - y_H); \\ \delta_{iz} = \alpha \Delta t (z_k - z_H), \end{cases}$$

где α — коэффициент линейного расширения; x, y, z — координаты концов рассматриваемого участка трубопровода.

Перемещения трубопровода, умноженные на соответствующие жесткости узла, равны реакции в узле. В матричной форме это условие записывается выражением $[K]\{\delta\} = \{R\}$ или в развернутом виде: $[K_T + k_{оп}]\{\delta\} = \{R\} = [k_{оп}]\{\Delta\}$, где R — реакция опоры; Δ — деформации упругих элементов опор, обусловленные тепловыми расширениями трубопровода.

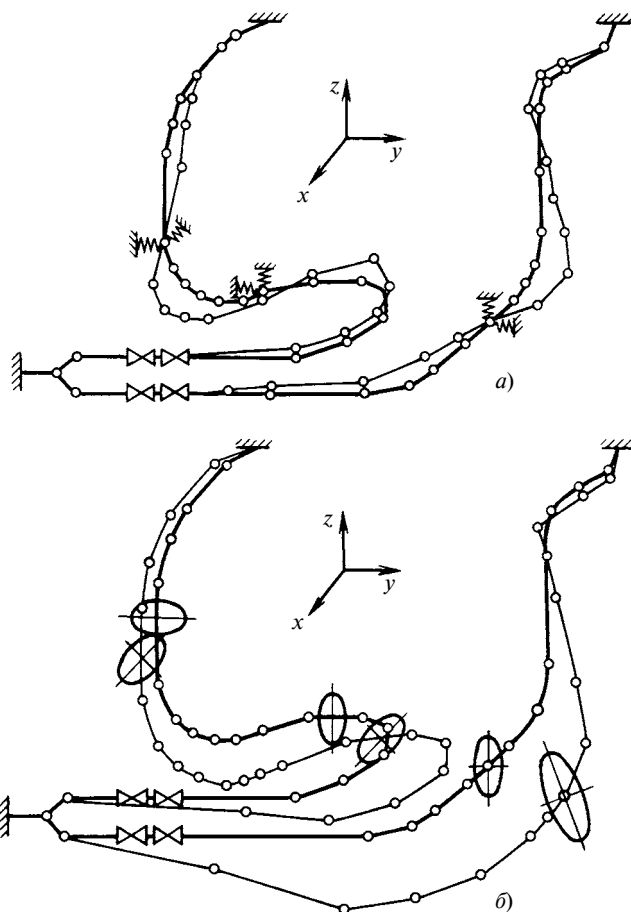


Рис. 4. Схемы трубопровода: а — формы собственных колебаний; б — изменения полей жесткости опор при тепловых расширениях трубопровода

Поскольку матрица жесткости опоры и системы в целом зависит от достигнутого уровня деформации, то полученные уравнения можно решить итерационными методами.

Процесс повторяется в соответствии с формулой $\{\delta\}_n = [K]_{n-1}^{-1}\{R\}$ до тех пор, пока перемещения перестанут изменяться.

После тепловых расширений эллипс жесткости опоры (см. рис. 4, б) не только поменяет размер полуосей, но и развернется относительно системы координат сечения. В результате изменятся модальные параметры системы, при этом возможно ухудшение виброакустических характеристик.

Конструкция регулируемой опоры позволяет решить и эту проблему путем создания благоприятного поля начальных деформаций упругих элементов. Для реализации данного метода предлагается следующий алгоритм:

рассчитывают число и жесткости опор для обеспечения заданных динамических характеристик трубопровода;

находят геометрическую ось трубопровода в горячем состоянии;

находят упругие поля опор для компенсации деформаций УДЭ, обусловленных тепловыми расширениями.

Таким образом, предлагаемая холодная растяжка трубопровода служит эффективным средством для уменьшения отрицательных последствий тепловых расширений. Используя полученные данные, можно выполнить предварительную настройку опор, смысл которой заключается в том, чтобы приблизить сечение холодного трубопровода к точке, где он будет находиться при рабочей температуре. После разогрева трубопровод придет в расчетное положение, что разгрузит предварительно нагруженные опоры. Параметры опоры, а следовательно, и системы в целом примут расчетные значения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пшеницын А. А.** К оценке эффективности управления динамическими характеристиками трубопровода при проектировании // Вестник машиностроения. 2005. № 6. С. 35—38.
2. **А. с. 1208372 СССР:** Устройство для гашения вибрации трубопровода.
3. **Горин С. В., Пшеницын А. А.** Об одном способе снижения вибрации пространственных трубопроводов // Судостроение. 1994. № 10. С. 24—26.
4. **Зенкевич О.** Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975. 542 с.

УДК 62-543.2

И. В. ХОЛМОГОРОВ, Г. К. ХОМЯКОВ, канд. мед. наук,
В. Ц. ВАНЧИКОВ, канд. техн. наук (ИрГУПС, г. Иркутск)

Управление граничным слоем жидкости в золотниковых преобразователях и в ламинарных дросселях гидропривода

Предлагается уменьшать массогабаритные параметры гидравлического исполнительного механизма (гидравлического дросселя) в системе управления гидроприводом, используя непрерывное воздействие ультразвука на стенки капилляра с целью предотвращения облитерации.

It is proposed to decrease the mass-overall parameters of a hydraulic actuating mechanism (throttling valve) in the hydraulic gear control system by use of continuous ultrasonic action on the capillary wall purposely to prevent the obliteration effect.

Постановка задачи. Наибольшее распространение в гидроприводах роботов, машин-аппаратов и другом механическом оборудовании получил золотниковый преобразователь, который представляет собой одно или несколько регулируемых гидравлических сопротивлений, выполненных в виде дросселя с переменным сечением рабочего окна. Золотниковый преобразователь в целях преобразо-

вания механического перемещения в гидравлическую величину перепада давлений обеспечивает непрерывное изменение выходного гидравлического сигнала в зависимости от значения входного механического сигнала.

В золотниковых преобразователях ввиду малых зазоров между кромками плунжера и гильзой возникает облитерация, влияние которой проявляется в том, что после длительного пребывания плунжера в каком-либо фиксированном неподвижном положении усилия, необходимые для его изменения, могут возрасти в десятки раз по сравнению с управляющими воздействиями.

Гидравлические дроссели являются самыми распространенными элементами гидросистем автоматики как непрерывного, так и дискретного действия. Они участвуют в выполнении практически всех операций, включая арифметические действия, формирование и усиление сигналов. В системах автоматического управления их используют

в качестве распределителей и усилителей мощности, а также элементов корректирующих и управляющих устройств.

Для предотвращения облитерации плунжеру золотникового преобразователя придают вращательные или возвратно-поступательные осциллирующие движения относительно гильзы [1]. Для уменьшения влияния облитерации применяют также электронный блок, который создает осцилляцию плунжера с частотой 200 Гц с регулируемой амплитудой [2]. Предотвращение облитерации способом осцилляции плунжера золотникового преобразователя во многих случаях влияет на точность позиционирования исполнительного механизма гидропривода и ограничивает область его применения. Кроме того, задача уменьшения размера системы автономного питания гидропривода малогабаритного робота связана с возникновением облитерации в капиллярном канале ламинарного дросселя.

Разработка мероприятий по уменьшению массогабаритных параметров гидравлического исполнительного механизма является актуальной для роботов минимальных размеров (малогабаритные роботы, действие которых сочетается проявлением мультипликационного эффекта [3]).

Целью работы явилась разработка способа, позволяющего преодолеть ограничение применения ламинарного дросселя с диаметром капилляров, меньшим или равным 200 мкм — по условию возникновения облитерации.

Предотвращение облитерации в капилляре ламинарного дросселя. В устройствах автоматики часто необходимо получение линейных гидросопротивлений [1]. Между тем линейная зависимость между перепадом давлений и расходом жидкости сохраняется лишь при ламинарном течении, которое реализуется при малом перепаде давлений. В этом случае резко уменьшаются потребляемая мощность и расход жидкости в гидросистеме, что позволит применить более компактные источники питания или продлить при фиксированном объеме время работы гидроустройств.

При реализации ламинарных дросселей параметры рабочих жидкостей и конструктивные размеры цилиндрического канала дросселя определяются формулой Гагена—Пуазейля, в соответствии с которой можно получить линейную зависимость между перепадом давлений и расходом. Тогда расход жидкости через ламинарные дроссели определится как $Q = \alpha_0 \Delta p$, где α_0 — объемная проводимость ламинарного дросселя; Δp — перепад давлений.

Для капилляра круглого сечения [3]

$$\alpha_0 = \pi d^4 / (128 \mu l), \quad (1)$$

где d — диаметр капилляра; μ — динамическая вязкость жидкости; l — длина капилляра.

В работе [1] отмечено, что при $d < 0,2$ мм приходится считаться с явлением облитерации. Интересно, что диаметр капилляра, при котором скачивается облитерация, совпадает с результатами работы [4]. Кроме того, согласно работе [2] дроссель устойчиво работает при перепаде давлений $\Delta p > 0,5$ МПа.

Уменьшение размеров промышленных роботов грузоподъемностью свыше 20 кг тесно связано с решением задачи уменьшения массогабаритных показателей гидравлических исполнительных механизмов. Для этого необходимо использовать ламинарный дроссель, который работает при относительно малом перепаде давлений. Выше было отмечено, что малый перепад давлений в капиллярном канале дросселя позволяет применять компактные источники питания. Причем граница применимости соотношения (1), определяемая облитерацией капилляра, ограничивает использование в дросселях капиллярных каналов диаметром меньше 200 мкм. Это ограничение можно преодолеть, если использовать способы управления неподвижным граничным слоем жидкости [4], например способ непрерывного воздействия ультразвука на стенки капиллярного канала дросселя (воздействие ультразвука разрушает облитерацию капилляра). Аналогичный способ применяется для предотвращения образования накипи в трубах котельных установок. Кроме того, этот способ можно применять в золотниковых преобразователях для предотвращения возникновения облитерации капиллярных щелей.

Заключение. Способ непрерывного разрушения граничного слоя ультразвуком позволяет преодолеть ограничение применения в ламинарных дросселях гидропривода капилляров с диаметром, меньшим или равным 200 мкм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Нагорный В. С., Денисов А. А.** Устройство автоматики гидро- и пневмосистем. М.: Высшая школа, 1991. С. 119.
2. **Робототехнические системы и комплексы** / И. И. Мачульский, В. П. Запятой, Ю. П. Майоров и др.; Под ред. И. И. Мачульского. М.: Транспорт, 1999. С. 175.
3. **Навроцкий К. Л.** Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1991. С. 42.
4. **Ванчиков В. Ц.** Управление слоем трения в технологических процессах. Иркутск: ИрГУПС, 2006. 174 с.

УДК 621.81.001.66

А. С. ИВАНОВ, д-р техн. наук, И. А. ВОРОБЬЕВ, М. М. ЕРМОЛАЕВ (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Предлагаемые конструктивные исполнения цилиндро-коническо-цилиндрического мотор-редуктора

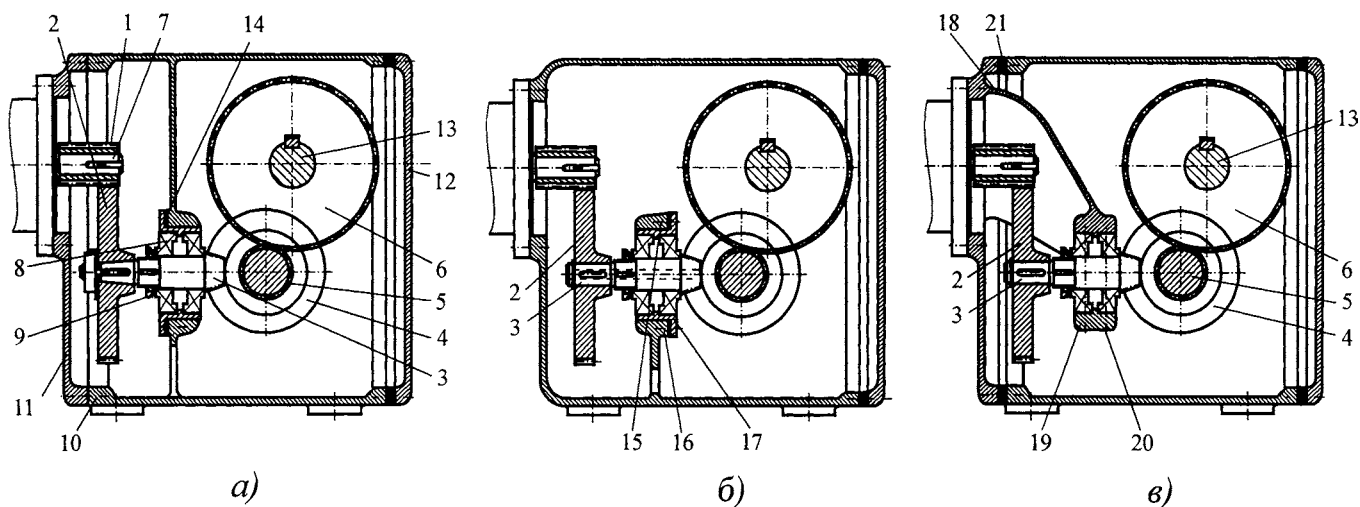
В нашей стране при необходимости в приводе с большим передаточным числом ($100 \div 200$) и малыми габаритными размерами обычно применяют червячный или цилиндро-червячный мотор-редуктор. Недостатком такого привода является низкий КПД ($0,65 \div 0,8$). В мотор-редукторах соединение вала двигателя с входным валом редуктора выполняют: упруго-компенсирующей муфтой; "вал в вал"; клиноременной передачей; цилиндрической передачей. В работе [1] показано, что двигатель и редуктор наиболее целесообразно соединять с помощью цилиндрической передачи.

За рубежом в качестве приводов с большими передаточными числами все чаще применяют цилиндро-коническо-цилиндрические мотор-редукторы, которые, по данным фирм SEW, Bauer, Lenze и других, можно выполнять с передаточными числами в диапазоне $8 \div 250$ и с КПД около 0,93, так как в отличие от червячной передачи в цилиндрической и конической ступенях редукторов контактирующие поверхности зубьев работают в условиях, когда одна делительная окружность обкатывается, а не проскальзывает по другой, в результате чего тепловыделение в зарубежных мотор-редукторах втрое меньше. Достаточно плотное заполнение корпуса зубчатыми колесами позволяет выполнить эти мотор-редукторы с габаритными размерами, не

превышающими размеры червячного или цилиндро-червячного мотор-редукторов, имеющих подобные технические характеристики на выходе.

Цилиндрико-коническо-цилиндрический мотор-редуктор в России пока не выпускается, что, по видимому, объясняется сложностью его сборки, а также регулировки подшипников и конической передачи. За рубежом детали такого мотор-редуктора изготавливают на станках с ЧПУ. Это упрощает процедуру регулировки.

На рисунке, *a—в* представлены разработанные авторами статьи три конструктивных исполнения цилиндрико-коническо-цилиндрического мотор-редуктора, предлагаемые для изготовления в нашей стране, обеспечивающие достаточную простоту сборки и регулировки и не требующие обязательного изготовления деталей мотор-редуктора на станках с ЧПУ. Мотор-редуктор имеет три ступени: быстроходную — цилиндрические шестерня 1 и колесо 2; промежуточную — конические шестерня 3 и колесо 4; тихоходную — цилиндрические шестерня 5 и колесо 6. Чтобы повысить передаточное число быстроходной ступени, делительный диаметр шестерни 1 максимально уменьшен. При этом для обеспечения достаточной толщины ступицы шестерни в ней не предусмотрен шпоночный паз, поэтому шпон-



ка из шпоночного паза вала 7 двигателя вынута, и вращающий момент передается соединением с натягом. С цепью минимизации диаметра выходного конца вала двигателя использован асинхронный двигатель типа АИР, предназначенный для встраивания в мотор-редукторы.

Коническая шестерня 3 и цилиндрическая шестерня 5 изготовлены как одно целое с валами. Для уменьшения осевого габаритного размера вала конической шестерни радиально-упорные подшипники 8 установлены "врастяжку". Регулировка подшипников осуществляется круглой шлицевой гайкой 9.

На рисунке, *а* представлено конструктивное исполнение мотор-редуктора с двумя разъемами частей корпуса: основания 10 и щита 11 двигателя; основания 10 и крышки 12 корпуса.

Зубчатые колеса 4 и 6 напрессовывают на валы 5 и 13 внутри корпуса редуктора с помощью винтов, завинчиваемых в торцы валов [2]. Такой способ сборки позволяет отказаться от разъема корпуса по осям валов, перейти от расположения валов в плоскости разъема к пространственному расположению валов и перенести плоскость разъема в ненагруженную зону, что существенно уменьшает массу, так как делает ненужным силовой фланец корпуса. При этом валы вставляются через расточки под подшипники, а колеса — через разъем, закрываемый затем крышкой 12 корпуса и уплотняемый герметизирующей прокладкой. Винты крепления крышки к основанию корпуса — не силовые. Вал-шестерню 3 собирают с подшипниками 8 и стаканом 14 вне корпуса. Эту сборочную единицу после установки валов 5 и 13 вставляют в корпус через разъем основания 10 и щита 11. Зацепление конической передачи регулируют комплектом металлических прокладок между стаканом и корпусом. Затем на коническом конце вала-шестерни 3 с помощью гайки закрепляют зубчатое колесо 2. В плоскости разъема основания 10 и щита 11 двигателя предполагается наличие двух конических штифтов для взаимного центрирования частей корпуса. Стягиваются эти детали винтами, обеспечивающими силовую затяжку соединения.

На рисунке, *б* представлено конструктивное исполнение мотор-редуктора, не имеющего разъема корпуса в его нагруженной зоне.

Колесо 2 на вал-шестерню 3 также напрессовывают внутри корпуса. Для этого у вала-шестерни 3 предусмотрено сквозное отверстие. В это отверстие при монтаже вставляют длинный винт, упирающийся головкой в торец конической шестерни. Винт ввертывают в фасонный диск (на чертеже не показан), торец которого нажимает на торец колеса 2. Смещение пятна контакта конической передачи регулируют тремя винтами 15 и тремя отжимными винтами 16, передвигающими стакан 17 (разновидность стакана 14) вдоль оси вала-шестерни 3.

На рисунке, *в* представлено модульное исполнение мотор-редуктора.

Мотор-редуктор состоит из двух модулей, собираемых по отдельности: 1) модуля второго промежуточного и тихоходного валов; 2) модуля быстроходного и первого промежуточного валов. Первый модуль собирают так же, как проводится сборка валов 5 и 13 с зубчатыми колесами 4 и 6 (см. рисунок *а*). Основой второго модуля служит щит 18 двигателя, отлитый совместно с кронштейном. Кронштейн имеет горизонтальный разъем по оси вала-шестерни 3. Это позволяет зубчатое колесо 2 напрессовывать на вал-шестерню 3 вне корпуса редуктора. Крышка 19 крепится к кронштейну двумя винтами 20. В плоскость разъема устанавливают два конических штифта. Регулировка зацепления конической передачи осуществляется набором металлических прокладок 21. Центрирование щита 18 двигателя относительно самого корпуса обеспечивается двумя цилиндрическими штифтами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Иванов А. С.** Соединение валов двигателя и редуктора, редуктора и рабочего органа в конкурентоспособных приводах // Вестник машиностроения. 2000. № 10. С. 45–48.
2. **Иванов А. С.** Конструирование приводов высокого технического уровня // Вестник машиностроения. 2001. № 6. С. 27–30.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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



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

УДК 621.039.534

А. В. БЕЗНОСОВ, д-р техн. наук, М. А. АНТОНЕНКОВ, П. А. БОКОВ, О. О. НОВОЖИЛОВА
(Нижегородский ГТУ им. П. Е. Алексеева)

Особенности работы подшипников скольжения в тяжелых жидкометаллических теплоносителях ядерных установок

Представлены результаты экспериментальных и расчетно-теоретических исследований характеристик процессов изнашивания стальных и чугунных подшипников опор скольжения различных типов вертикальных валов (насосов и зацеплений), работающих в среде свинца, эвтектических сплавов свинец—висмут и свинец—литий при температуре до 510 °С, при содержании примеси термодинамически активного кислорода в жидком металле от 10⁻⁴ до 10⁻² и наличии твердой фазы оксидов теплоносителя.

Results of theoretical and experimental investigations of characteristics of wear processes of steel and cast-iron bearing sliding thrusts of different vertical shafts (pumps and toothings), working in the lead, eutectic alloys «lead-bismuth», and «lead-lithium» media at temperatures up to 510 °С, at content of thermodynamic active oxygen impurity in the molten metal from 10⁻⁴ up to 10⁻² and presence of solid phase of the heat carrier's oxides, are presented.

В 50 ÷ 70 гг. прошлого века были созданы и успешно эксплуатировались центробежные насосы в составе реакторных установок со свинцово-висмутовым теплоносителем на отечественных серийных атомных подводных лодках. В последние годы возобновился интерес к теплоносителям на основе свинца применительно к реакторам деления тяжелых ядер быстрыми нейтронами, ускорительно-управляемым системам, системам теплоотвода от бланкета и дивертора термоядерных реакторов.

В энергетических контурах указанных установок со свинцово-висмутовым и свинцовым теплоносителями одними из важнейших и специфичных единиц оборудования являются циркуляционные насосы. Боковая и моноблочная компоновка энергетических контуров с тяжелыми жидкими металлами обуславливает использование циркуляционных насосов погружного типа. В конструкциях насосов такого типа с "длинным" валом обязательна установка подшипников скольжения, работающих в среде тяжелого жид-

кометаллического теплоносителя (ТЖМТ). Специфика взаимодействия контактных поверхностей подшипников в среде свинцового и свинцово-висмутового теплоносителей определяется их физико-химическими свойствами, условиями нагружения и состоянием поверхностей трения. По типу взаимодействия контактных поверхностей конструкции подшипников скольжения согласно традиционной классификации подразделяются на гидростатические, гидродинамические и подшипники сухого трения.

Гидростатические подшипники. Все экспериментальные и часть главных циркуляционных насосов для перекачки свинцово-висмутового теплоносителя в реакторных установках опытной и серийных отечественных атомных подводных лодок имели гидростатические подшипники. Такие подшипники обеспечивали режим жидкостной смазки с использованием в качестве рабочей среды жидкометаллического теплоносителя, подаваемого либо за счет напора собственного насоса, либо специальным вспомогательным насосом и насосами возврата протечек теплоносителя. При эксплуатации энергетического контура со свинцово-висмутовым или свинцовым теплоносителем в последний могут попадать различные частицы: оксиды теплоносителя, продукты разрушения сталей, случайные загрязнения при монтаже контура и др. Твердые частицы примесей, попадая в зазор между валом и втулкой, приводят к изнашиванию рабочих поверхностей подшипников. Такой факт фиксировался при сдаточных испытаниях главного циркуляционного насоса реакторной установки с эвтектикой свинец—висмут.

Исследования авторов показали, что для исключения забивания зазоров гидростатического подшипника шлаками целесообразно организовать подачу теплоносителя к его дросселям через приемную камеру, образованную вращающейся и неподвижной стенками. Для исследовательских и испытательных стендов с ТЖМТ характерны перио-

дическое заполнение и дренирование контура с теплоносителем и частые разуплотнения контура. При эксплуатации таких контуров возможно накопление частиц примесей — шлаков. При дренировании, когда уровень жидкого металла в контуре снижается, шлаки попадают в узел подшипника и задерживаются в щелях и узких каналах даже при полном удалении ТЖМТ из насоса. При последующем заполнении контура жидким металлом шлаки могут оставаться в дросселях, каналах и полостях пазов гидростатического подшипника. Работа подшипника переходит в режим сухого трения, когда роль мягкой смазки играют оксиды теплоносителя, находящиеся в пазах подшипника, и заметного изнашивания рабочих поверхностей не происходит. При разборке стендовых насосов неоднократно фиксировалось забивание полостей вертикальных пазов гидростатических подшипников шлаками желтого цвета, вероятно, оксидами свинца и висмута. При введении периодических технологических обработок контура на стенде ФТ-1 НГТУ оксиды из пазов исчезли, что было зафиксировано при последующей разборке, и подшипник перешел в расчетный режим работы (рис. 1). До проведения осмотра насос работал в составе стенда более 40 лет и использовался по прямому назначению один-два месяца в году. Режим работы насоса: подача (эвтектики свинец—висмут) до 10^5 кг/ч, температура $250 \div 450$ °С (кратковременно до 500 °С), частота вращения вала насоса — 1000 мин^{-1} .

Гидростатические подшипники, несмотря на указанные недостатки, являются, вероятно, оптимальными, практически безыносными конструкциями подшипников скольжения, работающими в среде свинцового и свинцово-висмутевого теплоносителей.

Проекты энергетических контуров с ТЖМТ для энергоблоков АЭС (СВБР-75/100, БРЕСТ) в отличие от контуров атомных подводных лодок имеют существенно меньшее гидравлическое сопротивление [1]. Это обуславливает применение в них насосов осевого, а не центробежного или диагонального типа. Напор насосов осевого типа существенно меньше, чем центробежных или диагональных, что является проблемой для создания гидродина-

мических подшипников, надежно работающих при эксплуатационном диапазоне частот вращения вала насосов (при отсутствии в контуре вспомогательных насосов).

Гидродинамические подшипники. Процесс, происходящий в традиционном гидродинамическом подшипнике, можно представить следующим образом. В состоянии покоя вал (цапфа) занимает во втулке (подшипнике) положение, при котором его центр в случае вертикальной нагрузки располагается непосредственно под центром втулки на линии действия силы. В месте соприкосновения вала с втулкой зазора нет, а на диаметрально противоположной стороне образуется максимальный зазор $S = D - d$ (где D и d — диаметры втулки и вала). При определенной частоте вращения между трущимися поверхностями образуется слой смазочной среды, смачивающий эти поверхности и разделяющий их друг от друга. Центр вала смещается в сторону вращения, и между поверхностями подшипника и цапфы образуется клиновидный зазор со смазочной жидкостью, имеющей значительную вязкость. Минимальная толщина такого смазочного слоя достаточна для перекрытия неровностей поверхностей и исключения их взаимного касания. При дальнейшем повышении частоты вращения центр вала продолжает подниматься, смещаясь одновременно в сторону вращения. Вал всплывает в смазочном слое под действием гидродинамических сил, возникающих в масляном клине. Гидродинамические силы уравнивают внешнюю нагрузку, действующую на вал, и оказывают сопротивление вращению вала. Работа, затрачиваемая на преодоление сопротивления вязкой жидкости, переходит в тепловую энергию, выделяющуюся в объеме жидкой смазки.

Традиционный процесс работы гидродинамического подшипника подразумевает два необходимых условия: полное смачивание поверхностей вала и втулки смазочной жидкостью; высокую вязкость смазочной жидкости.

В подшипниковых узлах контуров со свинцовым и свинцово-висмутевоым теплоносителями оба этих условия отсутствуют. Стойкость сталей в этих теплоносителях при рабочих температурах ($450 \div 600$ °С) обеспечивает несмачиваемость оксидированной поверхности; величина краевого угла смачивания этих поверхностей в среде защитного газа составляет $\theta \approx 110 \div 120^\circ$. Единственной средой, которая могла бы быть использована в качестве жидкостной смазки в рассматриваемых условиях, является сам жидкометаллический теплоноситель. Значения коэффициентов вязкости свинца и эвтектики свинец—висмут невелики и близки или меньше значений аналогичных коэффициентов для воды при нормальных условиях.

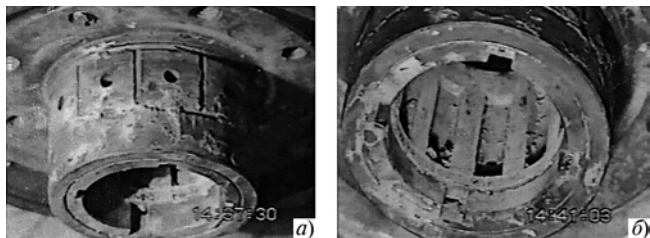


Рис. 1. Фотография гидростатического подшипника насоса стенда ФТ-1:

а — дросселирующие отверстия; *б* — рабочая поверхность с напорными камерами

Эффект несмачивания оксидированных поверхностей вала и втулки исключает образование гидродинамического клина с использованием жидкого металла — он выдавливается из зазора. Силы трения между поверхностью жидкого металла, имеющей свойства свободной поверхности, и оксидированной стальной поверхностью незначительны и не позволяют удерживать ТЖМТ в зазоре между валом и втулкой.

Для условий работы гидродинамических подшипников в ТЖМТ расчет по традиционным методикам (для условий смазывания маслами) дает очень малые значения относительных и абсолютных величин зазоров между валом и втулкой. Это определяется существенно малой вязкостью жидких металлов при рабочих температурах. Получающиеся в результате расчетов значения зазоров, равные сотым и менее долям миллиметра, делают невозможной техническую реализацию рассчитанных подшипниковых узлов. Можно утверждать, что теории, обосновывающие работу гидродинамических подшипников и методы их расчета, основанные на предположении смачивания поверхностей вала и втулки смазкой, имеющей значительную вязкость, практически неприемлемы для жидкостей, не смачивающих рабочие поверхности и, в частности, для свинцово-висмутового и свинцового теплоносителей.

Подшипники сухого трения. Для работы в условиях реакторного контура оправданы затраты на создание гидростатических подшипников с длительным ресурсом. Для экспериментальных и сдаточных стендов со свинцовым и свинцово-висмутовым теплоносителями требуется создание насосов с оптимальными технико-экономическими показателями. В металлургическом производстве свинца и его сплавов (баббитов и др.) также требуются дешевые и простые в изготовлении и эксплуатации насосы. Для подшипников таких насосов не обязателен ресурс в несколько десятилетий. При обязательных остановках стендов в соответствии с программами их работ, при циклической работе насосов в производстве свинца допустима достаточно простая и быстрая замена (раз в один-два года) подшипниковых пар в отличие от работы подшипников в условиях реакторного контура.

К особенностям работы подшипников сухого трения в среде расплавов свинца и эвтектики свинец—висмут можно отнести:

обязательное наличие оксидных покрытий (пленок) на поверхностях деталей конструкций, обеспечивающих их стойкость в высокотемпературных расплавах свинца и эвтектики свинец—висмут;

интенсивный отвод жидкими металлами теплоты, выделяющейся в зоне трения при высоких рабочих температурах перекачиваемых жидких металлов.

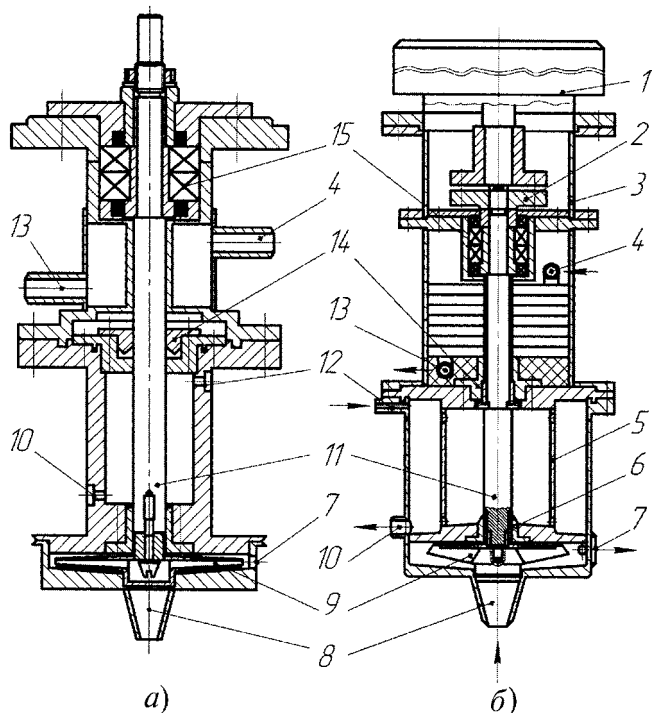


Рис. 2. Конструктивные схемы электронасосов НЦС-01 (а) и НЦС-04 (б):

1 — электродвигатель; 2 — муфта; 3 — стакан; 4 — подвод охлаждающей воды; 5 — кронштейн; 6 — втулка подшипника скольжения (съёмная); 7 — штуцер напорный; 8 — патрубок всасывающий; 9 — колесо рабочее; 10 — отвод организованных протечек; 11 — вал; 12 — штуцер газовый; 13 — отвод охлаждающей воды; 14 — узел уплотнения вала; 15 — верхний подшипниковый узел

Под режимом сухого трения понимается режим, при котором между трущимися поверхностями отсутствует жидкая или пластическая смазка, смачивающая поверхности трения [2]. При этом возможно наличие сухого смазывающего вещества, находящегося в твердой фазе, например оксидных пленок на поверхностях металлов, а также периодическое или постоянное омывание контактных поверхностей маловязкой жидкостью, не смачивающей поверхности и не являющейся смазкой.

Примером работы подшипников сухого трения является работа подшипников насоса НЦС-01 (рис. 2, а) и НЦС-04 (рис. 2, б) разработки НГТУ. Основные характеристики насоса НЦС-04 (в составе стенда ФТ-2 НГТУ): подача — $6 \div 8 \text{ м}^3/\text{ч}$; напор — $4 \div 6 \text{ м. ст. ж.}$; рабочая среда — свинец; температура перекачиваемой среды — $350 \div 510 \text{ }^\circ\text{C}$; частота вращения вала — $800 \div 1500 \text{ мин}^{-1}$. Насос — центробежный, погружного типа, превышение уровня среды над рабочим колесом не менее 50 мм; давление газа в полости насоса $1 \div 3 \text{ кгс/см}^2$ (ата).

Фотографии подшипникового узла сухого трения до начала работы представлены на рис. 3, а, после 950 ч работы в среде свинца при температуре $480 \div 510 \text{ }^\circ\text{C}$ — на рис. 3, б. Через указанное время втулка вала имела неравномерный износ как в ра-

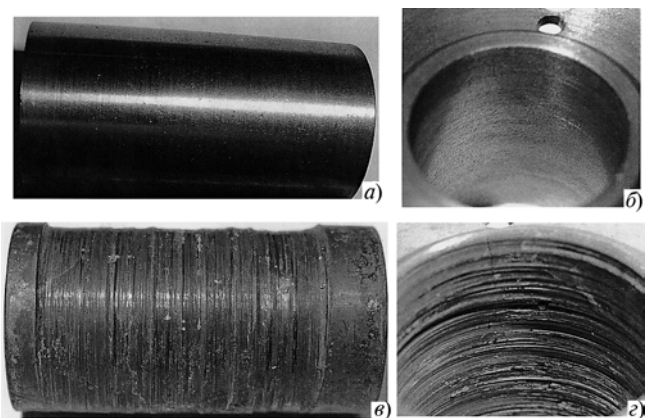


Рис. 3. Фотографии втулок вала (а) и подшипника (б) до испытаний и наружной поверхности втулки вала (в) и внутренней поверхности втулки подшипника (г) после 950 ч работы

диальном, так и в осевом направлениях. Максимальное изменение диаметра составила 0,6 мм. Втулка подшипника имела визуально фиксируемые повреждения внутренней поверхности; максимальное изменение диаметра составило 0,3 мм. На поверхностях втулки вала и втулки подшипника в рабочей области зафиксированы кольцевые царапины и борозды глубиной до 1 мм и шириной до 2 мм. Поверхности, несмотря на ярко выраженный процесс изнашивания, покрыты плотной оксидной пленкой черного цвета, смачивание поверхности свинцом отсутствует, что свидетельствует об отсутствии коррозии стали в среде свинца.

Возможной причиной интенсивного изнашивания поверхностей подшипника явилось отсутствие (непроведение) режимов обкатки и целенаправленного формирования оксидных покрытий. Кроме начального момента (нескольких десятков часов), замечаний к работе насоса не имелось. Операции по замене подшипникового узла, которые не являлись необходимыми с точки зрения эксплуатации насоса, были совмещены с остановкой стенда для контроля согласно программе его работ и осуществлены легко, без каких-либо задержек и затруднений.

Основные характеристики насоса НЦС-01 (в составе стенда ФТ-216 НГТУ): подача — $1 \div 2 \text{ м}^3/\text{ч}$; напор — 2 м. ст. ж.; рабочая среда: свинцовый теплоноситель с температурой $450 \div 500 \text{ }^\circ\text{C}$ — 1710 ч, эвтектика свинец—литий с температурой $480 \div 500 \text{ }^\circ\text{C}$ — 100 ч; частота вращения вала — $800 \div 1500 \text{ мин}^{-1}$. Фотографии поверхностей втулки вала и втулки подшипника насоса НЦС-01 после испытаний представлены на рис. 4. Втулка вала имела примерно равномерный износ с максимальной величиной 0,4 мм. На ее поверхности обнаружен единичный дефект в виде замкнутой борозды глубиной $0,2 \div 0,4 \text{ мм}$, шириной около 0,2 мм. Состояние поверхности втулки подшипника аналогично состоянию поверхности втулки вала.

Большой износ поверхностей подшипника насоса НЦС-04 по сравнению с аналогичным износом подшипника насоса НЦС-01 объясняется значительными статическими и динамическими нагрузками. При близких значениях параметров контакта подшипников и окружных скоростей подача насоса НЦС-04 в 3 раза и более превышала подачу насоса НЦС-01, а значения напоров отличались в 2 раза и более. Насос НЦС-04 на начальном этапе работы не прошел режима обкатки, и не были сформированы оксидные покрытия на поверхностях, работающих в среде свинца.

Результаты работы указанных и других насосов, разработанных в НГТУ, подтверждают возможность применения подшипников сухого трения в насосах для перекачки свинцового, свинцово-висмутового и свинцово-литиевого теплоносителей с температурой до $510 \text{ }^\circ\text{C}$ в экспериментальных и сдаточных стендах и установках свинцовой металлургии с временем работы до замены подшипниковых узлов не менее $1500 \div 2000 \text{ ч}$.

Гидростатодинамические (лабиринтно-винтовые) подшипники. Жидкостное трение может быть обеспечено при работе в среде ТЖМТ использованием не только традиционных гидростатических подшипников, но и гидростатодинамических, т. е. турбулентного режима — так называемого турбулентного трения, которое характеризуется приблизительно квадратичной зависимостью напряжений от скорости и может заменить в рассматриваемом случае вязкое трение при применении маловязких жидкостей.

Принцип работы гидростатодинамического подшипника заключается в следующем. Для интенсификации турбулентного трения жидкости в зазоре между скользящими относительно друг друга поверхностями на них выполняются периодически повторяющиеся выступы (рис. 5). Направление выступов составляет острые углы α_1 и α_2 (с различными знаками) с направлением, перпендикулярным к скорости v относительного скольжения. При взаимодействии выступов с движущейся жидкостью для создания режима турбулентного трения не имеет принципиального значения, на каких поверхностях, в каком количестве и какой формы они

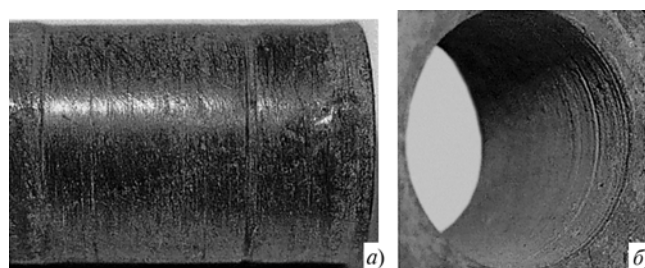


Рис. 4. Фотографии поверхностей втулок вала (а) и подшипника (б) насоса НЦС-01 после испытаний

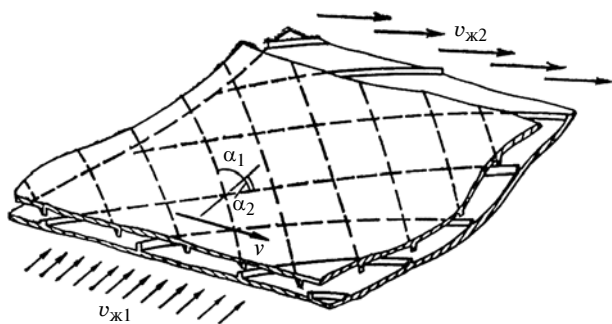


Рис. 5. Схема взаимодействия поверхностей с выступами, при относительном скольжении которых используется турбулентное трение для перемещения жидкости

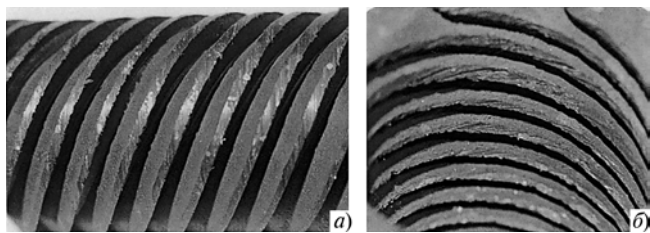


Рис. 6. Фотографии изношенных зон поверхностей втулки вала (а) и втулки гидростатодинамического подшипника (б) после 720 ч работы

выполнены. Для подшипника скольжения практический интерес представляет конструкция, в которой выступы выполнены на цилиндрических поверхностях, входящих одна в другую, одна из которых вращается. Выступы выполняются в виде многозаходных противоположно направленных нарезок (канавок) специального профиля (например, если на валу правая нарезка, то на втулке — левая и наоборот).

Специалистами НГТУ [3] было предложено использовать рассматриваемую конструкцию в качестве подшипника скольжения с жидкостной смазкой в виде перекачиваемого насосом высокотемпературного жидкометаллического теплоносителя. Принцип работы гидростатодинамического подшипника подобен принципу действия гидростатического подшипника. При смещении оси вала относительно оси втулки подшипника одновременно с противоположных сторон происходит уменьшение и увеличение зазора между валом и втулкой с противоположно направленными нарезками. Увеличение зазора вызывает уменьшение гидравлического сопротивления в нем и более интенсивное вытекание жидкости, прокачиваемой благодаря нарезкам на поверхности вала и втулки, через этот зазор. В результате давление на вал со стороны жидкости в увеличенном зазоре снижается. При уменьшении зазора происходит противоположный процесс, приводящий к повышению давления в

нем. Результатом этого будет возникновение силы, возвращающей вал в исходное положение, при котором оси вала и подшипника совпадают.

Гидростатодинамические (лабиринтно-винтовые) подшипники лопастных насосов могут давать дополнительный эффект "запирания" протечек перекачиваемой среды по валу со стороны высокого давления (при соответствующем оформлении конструкции). Лабиринтно-винтовые подшипники скольжения требуют затраты мощности привода, пропорциональной величине протечек через подшипник.

На рис. 6 представлены фотографии втулки вала и втулки гидростатодинамического подшипника насоса НЦС-04 после 720 ч работы в среде свинца при температуре $480 \div 510$ °С. Износы вершин выступов втулки вала и втулки подшипника неравномерны в радиальном и осевом направлениях. Максимальное изменение диаметра втулки вала и втулки подшипника составило 0,4 мм. Поверхности вершин выступов втулок вала и подшипника покрыты незамкнутыми кольцевыми бороздами, царапинами глубиной и шириной 0,2 мм, угол охвата поверхностей бороздами от 180° до 270° , максимальные значения соответствуют сечениям, ближним к колесу насоса. Поверхности покрыты оксидной пленкой, черные, не смочены теплоносителем. Подшипник не проходил обкатку. В начальный период работы насоса (около суток) были зафиксированы большие величины напора и расхода, чем при дальнейшей его работе, вероятно, из-за наличия лабиринтно-винтового подшипника. Далее расход насоса уменьшился примерно на 15 % и на этом уровне стабилизировался. Каких-либо замечаний относительно работы насоса не было.

З а к л ю ч е н и е

Проведенные испытания впервые показали возможность работы подшипника скольжения в среде свинцового, свинцово-висмутного и свинцово-литиевого теплоносителей при температурах до 500 °С.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Безносков А. В., Драгунов Ю. Г., Рачков В. И.** Тяжелые жидкометаллические теплоносители в атомной энергетике. М.: 2007.
2. **Воронков Б. Д.** Подшипники сухого трения. Л.: Машиностроение, 1979.
3. **Назаров А. В.** Исследования характеристик контактного взаимодействия элементов механизмов в среде высокотемпературного свинцового и свинец-висмутного теплоносителей: Дис. ... канд. техн. наук. Нижний Новгород, 2007. Машинопись.

Т. М. ГАВРИЛОВА, канд. техн. наук, В. Ф. ПЕГАШКИН, д-р техн. наук,
Е. В. БАЛДИН, М. А. ЯКИМОВ
(Нижнетагильский технологический институт — филиал УГТУ-УПИ)

Установка для проведения трибологических испытаний

Рассмотрена установка для трибологических испытаний новой конструкции, относящаяся к машинам однонаправленного относительного перемещения и трения с контактом по образующей и коэффициентом взаимного перекрытия $K_{вз} \rightarrow 1$, которая предназначена для испытаний на изнашивание пар трения подшипниковых узлов, а также пар "диск—колодка", "вал—втулка". Установка с помощью сменных моделирующих наладок позволяет с большой точностью имитировать условия эксплуатации различных узлов трения, исследовать процессы трения и изнашивания по всей образующей наружных и внутренних цилиндрических поверхностей, проводить испытания при сухом трении, в смазочной среде и в смазочной среде с продуктами абразивного износа.

New design of tribological test equipment, relating to machines of unidirectional relative transfer and friction with a contact over generatrix and coefficient of mutual overlap $K_{mut} \rightarrow 1$, assigned for wearing tests of tribological situations of bearing units and of the "disk-shoe", "shaft-bushing" pairs also, is considered. The facility allows simulate precisely the service conditions of different friction units with the help of replaceable modeling tunings, investigate the friction and wear processes over all generatrix of external and internal cylindrical surfaces, and test in the dry friction conditions, lubricating medium, and in the lubricating medium with abrasive wear products.

Для оценки трибологических характеристик пар трения в современном машиностроении существуют машины трения различных типов¹. Например, машины трения МИ-1М и КМП-2 используют для моделирования фрикционных сопряжений с высшими кинематическими параметрами (зубчатые колеса, подшипники качения и др.). К недостаткам известных машин трения для испытаний на изнашивание можно отнести следующее:

1) испытаниям на трение и изнашивание подвергается не сама деталь, а специальный образец, изготовленный из того же материала, что и деталь: испытуемый образец-сегмент прижимается к вращающемуся контртелу-валу;

2) область применения ограничена, так как не учитываются размеры реальной детали; при этом образец изготавливается под размеры стандартного контртела с фикси-

рованными в зависимости от модели машины трения размерами;

3) точность и адекватность проведения испытаний на изнашивание невысоки, так как известные машины трения не позволяют имитировать реальные условия работы пар трения;

4) конструкция — сложная;

5) стоимость машины — высокая.

Предлагаемая установка для трибологических испытаний (рис. 1, 2) относится к машинам трения, в частности по кинематическому признаку — к машинам однонаправленного относительного перемещения и трения с контактом по образующей и коэффициентом взаимного перекрытия $K_{вз} \rightarrow 1$ ($0,5 < K_{вз} < 1$). Она предназначена для трибологических испытаний материалов, в частности, на изнашивание пар трения "диск—колодка", "вал—втулка". Установка реализует метод испытания на изнашивание абразивно-масляной прослойкой в соответствии с РД 50-339—82. Таким образом, результаты испытаний, полученные на установке предлагаемой

конструкции, полностью сравнимы с результатами исследований, проведенных на машинах трения иных моделей.

Отличительными особенностями конструкции предлагаемой установки являются:

наличие сменных моделирующих наладок, позволяющих имитировать различные реальные условия работы подшипниковых узлов и подвижных соединений типа "вал—втулка", "диск—колодка";

возможность исследования процессов трения и изнашивания, протекающих по всей сопрягаемой поверхности цилиндрических деталей;

возможность изучения процессов трения, скольжения и качения и процесса изнашивания при "сухом" трении, при наличии смазочного материала и в смазочной среде с продуктами абразивного износа.

Сменные моделирующие наладки (см. рис. 2, поз. 4; рис. 3) позволяют проводить физическое моделирование различных условий работы пар трения "вал—втулка" (см. рис. 2, поз. 5), "диск—колодка" (см. рис. 2, поз. 15), подшипниковых узлов (см. рис. 3, а, б) и исследовать характер и величину износа сопрягаемых деталей в условиях, максимально приближенных к реальным.

Испытуемый образец — прототип 1 (см. рис. 3), установленный на шпинделе 3, получает вращение от электродвигателя 1

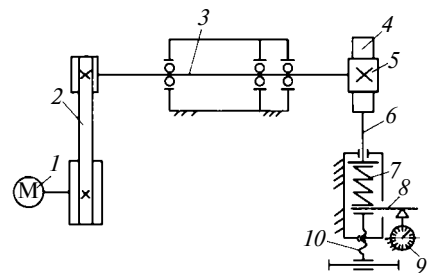


Рис. 1. Кинематическая схема установки для трибологических испытаний:

1 — электродвигатель; 2 — клиноременная передача; 3 — шпиндель; 4 — моделирующая наладка; 5 — испытуемый образец; 6 — толкатель; 7 — блок тарельчатых пружин; 8 — поршень; 9 — индикатор часового типа; 10 — винт

¹ Методы испытания на трение и износ: Справ. изд. / Л. И. Куксенова, В. Г. Лаптева, А. Г. Колмаков, Л. М. Рыбакова. М.: Интермет Инжиниринг, 2001. 152 с.

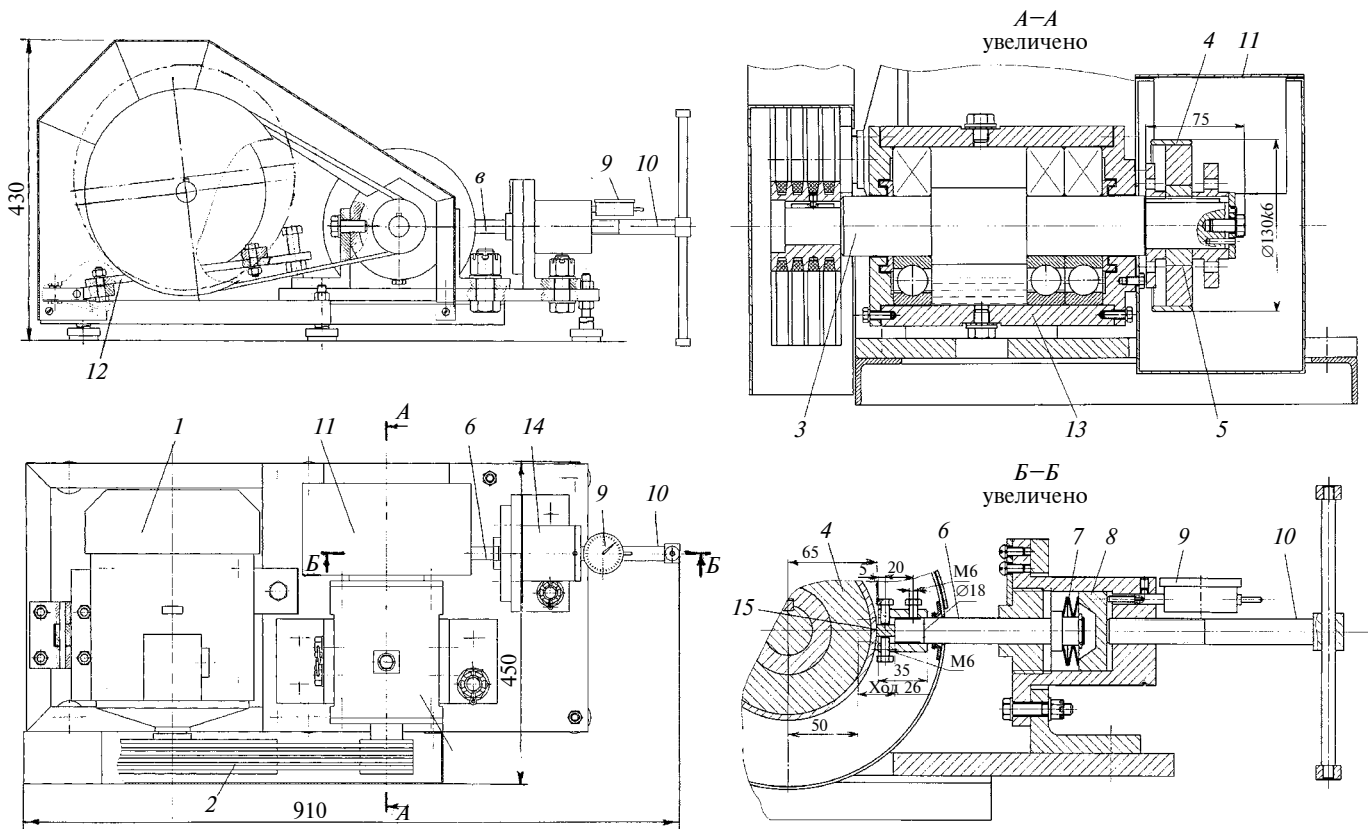


Рис. 2. Установка для трибологических испытаний:

поз. 1÷10 — см рис. 1; 11 — герметичная камера с моделирующей наладкой; 12 — механизм натяжения ремней клиноременной передачи; 13 — шпиндельный блок; 14 — силовой блок; 15 — пара трения "диск—колодка"

(см. рис. 1, 2) через клиноременную передачу 2. Нагрузка на моделирующую наладку 4 (см. рис. 2) создается толкателем 6 через блок тарельчатых пружин 7 и поршень 8 посредством винта 10, перемещение которого определяется по индикатору 9 часового типа. Величина нагрузки на моделирующую

наладку 4 определяется по показаниям индикатора 9, предварительно протарированного. Для защиты установки от разбрызгиваемого при испытаниях смазочного материала моделирующая наладка 4 помещена в герметичную камеру 11 (см. рис. 2, разрез А—А).

В зависимости от поставленной задачи на шпиндель 3 устанавливается моделирующая наладка 4 соответствующей конструкции: с игольчатым подшипником 2 (см. рис. 3, а); подшипником качения 5 (см. рис. 3, б); с парой трения "вал—втулка" 5 (см. рис. 2, разрез А—А) или парой трения "диск—колодка" 15 (разрез Б—Б).

Установка позволяет изменять рабочие режимы при оценке (исследовании) износостойкости в соответствии с реальными условиями работы пары трения путем варьирования частоты вращения шпинделя 3 (изменением передаточного отношения клиноременной передачи 2) и усилия на толкателе 6. Клиноременная передача 2 предохраняет установку от перегрузки: в случае превышения допустимой нагрузки в моделирующей наладке 4 (в паре трения) ремни проскальзывают по шкивам. В установке предусмотрен механизм 12 регулирования натяжения ремней. Для удобства

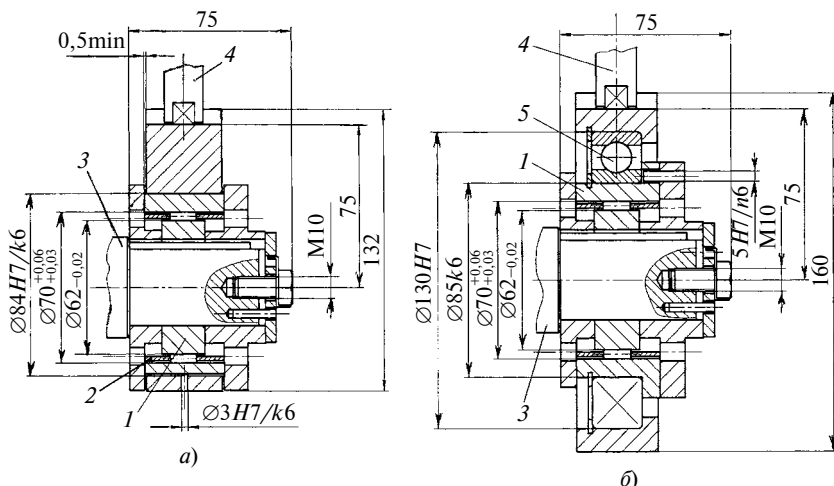


Рис. 3. Сменные моделирующие наладки:

а — с игольчатым подшипником; б — с подшипником качения; 1 — испытуемый образец-прототип; 2 — игольчатый подшипник; 3 — шпиндель; 4 — толкатель; 5 — подшипник качения

УДК 678:621.74.042-036.6/8

С. В. ГОНЧАРОВ, В. А. ИВАНОВ, д-р техн. наук, С. П. ЗАХАРЫЧЕВ, канд. техн. наук
(Технологический ГУ, г. Хабаровск)

Оборудование для исследований процессов центробежного формирования изделий из полимерных композиционных материалов¹

Для изготовления деталей вращения типа втулок используют центробежное формирование изделий из металлов и различных полимерных материалов. Применение антифрикционных полимерных многокомпонентных компаундов требует глубоких исследований процессов полимеризации композиций. Для определения влияния термодинамических условий на качественные показатели изделий необходимо специальное оборудование.

Production of the rotational parts is effected with the help of centrifugal forming of bushing type units from the metals and different polymer materials. The use of antifriction polymer multicomponent compounds requires in-depth study of polymerization processes of different compositions. Special equipment is necessary for determination of influence of thermodynamic conditions on the item's qualitative indices.

Для качественного изготовления втулок из многокомпонентных антифрикционных полимерных

композиционных материалов (ПКМ) необходимы серьезные исследования процессов центробежного формирования (ЦБФ). Применение технологии центробежного формирования при изготовлении деталей узлов трения из полимерных материалов обеспечивает уменьшение суммарной трудоемкости вследствие сокращения времени изготовления детали и количества отходов при финишной обработке, необходимую точность. Кроме того, данный процесс легко автоматизировать.

От состава и структуры элементарных слоев материала, формирующего втулку, зависят триботехнические свойства узла, в состав которого она входит, например подшипника скольжения или кольцевого уплотнения. К триботехнологическим

¹ Работа выполнена по гранту ТОГУ № 04/06.



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 42)

работы установка монтируется на специальном столе-раме.

Предлагаемая полезная модель установки для трибологических испытаний была изготовлена и используется в лабораторных условиях. Результаты проведенных на ней испытаний показали, что ее функциональные возможности полностью обеспечивают условия проведения испытаний на изнашивание в соответствии с нормативными документами.

Достоинства предлагаемой установки для трибологических испытаний:

1. Возможность имитировать условия эксплуатации узлов трения, максимально приближенные к реальным.

2. Возможность исследования процессов трения и изнашивания

по всей образующей наружных и внутренних цилиндрических поверхностей.

3. Установка позволяет имитировать условия работы подшипниковых узлов.

4. Возможность использования в научно-производственных лабораториях для изучения процессов трения и изнашивания подшипниковых узлов и узлов типа "вал—втулка".

5. Возможность проведения испытаний в условиях "сухого" трения, в смазочной среде, а также в смазочной среде с продуктами абразивного износа.

6. Применение дополнительных сменных моделирующих наладок расширяет область использования установки.

7. Простота конструкции, экономичность (для ее изготовления используются стандартные элементы).

8. Техническое решение может быть реализовано промышленным способом в условиях серийного производства.

9. Возможность изготовления и на малом промышленном предприятии с использованием собственных ресурсов.

Таким образом, предлагаемая установка для трибологических испытаний позволяет моделировать условия эксплуатации различных узлов трения, максимально приближенные к реальным, и исследовать протекающие при этом процессы трения и изнашивания.

параметрам относятся: коэффициент трения, интенсивность изнашивания, путь трения. Поверхностный слой антифрикционного материала в паре трения "вал—втулка" подвергается изнашиванию вследствие напряжений, вызванных внешними нагрузками и наличием абразивных частиц в смазочном материале. Внутренняя структура материала определяется составом полимерной композиции и термодинамическими условиями центробежного литья [1].

Центробежная сила находится по формуле [2]

$$C = mv^2/r, \quad (1)$$

где m — масса композита, находящегося в форме; v — окружная скорость; r — внутренний радиус формы.

Окружная скорость связана с угловой скоростью ω и частотой вращения n зависимостью $v = \omega r = \frac{\pi n}{30} r$.

Из формулы (1) получим: $C = \frac{m\pi^2 n^2}{1800} D$, где $D = 2R_2$ — внешний диаметр слоя композита (рис. 1).

Давление, обусловленное центробежной силой, в слое композита определяется выражением

$$\Delta p_{ц} = C/F, \quad (2)$$

где F — площадь внутренней поверхности слоя композита.

Из выражения (2) получим:

$$\Delta p_{ц} = mv^2/(R_2\pi D_2L), \quad (3)$$

где $D_2 = 2R_2$ — внутренний диаметр формы; L — рабочая длина формы (слоя композита).

Масса элементарного слоя определяется выражением $dm = \rho_c 2\pi r L dr$, где ρ_c — плотность смеси в данном слое композита; r — радиус кольца; dr — толщина элементарного слоя композита.

Центробежная сила, действующая в элементарном слое, имеет вид:

$$dC = \rho_c 2\pi r L dr v^2 \text{ или } dC = \rho_c 2\pi r L dr (\pi^2 n^2 r / 900). \quad (4)$$

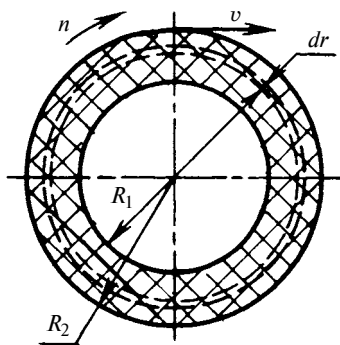


Рис. 1. Поперечный разрез втулки

Здесь $2\pi r L = F$ — площадь слоя композита; $2\pi r L dr$ — объем dV элементарного слоя.

Из выражения (4) следует, что центробежная сила пропорциональна квадрату частоты вращения и радиусу окружности формируемого слоя композита, а также зависит от его плотности.

Кроме того, исходя из формул (2) и (3), давление в элементарном слое пропорционально центробежной силе и обратнопропорционально площади кольца:

$$dp_{ц} = \rho_c \frac{\pi^2 n^2}{900} r dr. \quad (5)$$

Проинтегрировав выражение (5), получим:

$$\int_0^{p_{ц}} dp_{ц} = \rho_c \frac{\pi^2 n^2}{900} \int_{R_1}^{R_2} r dr. \text{ Давление, вызванное цен-}$$

тробежной силой на внешней поверхности композита, будет: $p_{ц} = \rho_c \frac{\pi^2 n^2}{1800} (R_2^2 - R_1^2)$. Учитывая угловую скорость, можно получить выражение $p_{ц} = 20\rho_c \omega^2 (R_2^2 - R_1^2) = 5\rho_c \omega^2 (D_2^2 - D_1^2)$, где ω — угловая скорости формы.

При вращении формы с гомогенной суспензией разнородных компонентов под действием центробежной силы происходит расслоение — ликвация компонентов, которая обусловлена тем, что плотность специальных наполнителей композиции отличается (больше или меньше) от плотности основной дисперсной среды — матрицы, например эпоксидной смолы. При увеличении таких технологических параметров, как частота вращения, диаметр формы и толщина формируемого кольца, давление внутри композита изменяется от нуля (на внутренней поверхности кольца) до максимального значения (на внешней поверхности кольца).

Отношение ускорения центробежной силы к ускорению силы тяжести называется фактором разделения: $f = \omega^2 r / g \approx 20dn^2/g \approx 20Fr_{ц}^*$, где $Fr_{ц}^*$ — модифицированный критерий Фруда — безразмерная величина, применяемая в теории гидродинамического подобия.

Фактор разделения k_p является важной характеристикой процесса центробежного формирования, так как при прочих равных условиях разделяющее воздействие возрастает пропорционально показателю k_p . Склонность к расслоению композитной смеси определяется фактором разделения и прямопропорциональна диаметру слоя и частоте вращения. Перепад давлений в пределах толщины кольца при определенных условиях вызывает радиальные перемещения в слоях композита твердых дисперсных частиц — наполнителей. Под действием центростремительной силы наполнители с меньшей

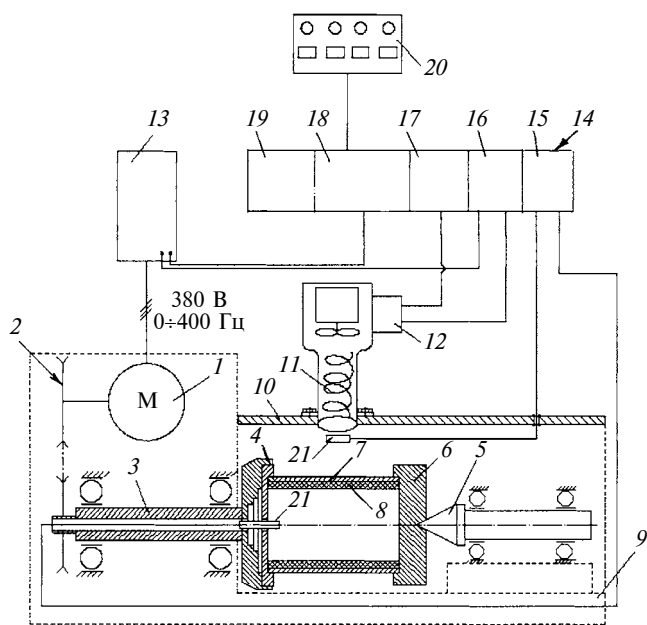


Рис. 2. Схема автоматизации станка для центробежного формирования изделий из ПКМ:

1 — электродвигатель; 2 — клиноременная передача; 3 — вал шпинделя; 4 — планшайба; 5 — задняя бабка; 6 — крышка формы; 7 — форма; 8 — композит; 9 — станина; 10 — защитный кожух; 11 — ТЭН; 12 — блок управления ТЭНом; 13 — блок регулирования частоты вращения вала привода; 14 — процессор LOGO!; 15 — аналоговый модуль датчиков температуры; 16 — аналоговый модуль управления ТЭНом; 17 — цифровой модуль; 18 — процессорный модуль LOGO! BASIC; 19 — блок питания; 20 — пульт управления; 21 — датчики температуры

плотностью перемещаются к внутренней поверхности изделия, а наполнители с большей плотностью — к наружной поверхности [2].

Процесс расслоения — переход от гомогенного состояния суспензии к гетерогенному состоянию может быть зафиксирован в конечной структуре ПКМ. При этом структура слоев материала втулки будет зависеть как от кинематических и физических параметров, продолжительности τ формирования, так и от скорости полимеризации, т. е. от температуры компаунда, с увеличением которой будет уменьшаться начальная вязкость, но при этом значительно ускорится процесс полимеризации.

Для определения влияния термодинамических и технологических факторов на качественные показатели изделия при его центробежном формировании из ПКМ антифрикционного назначения был создан станок СЦФ-4 на базе токарного станка ЦБК-Р105 (рис. 2).

Станок состоит из станины со шпиндельным узлом и задней бабкой, защитного кожуха рабочей зоны станка, калориферного устройства (тепловентилятор) и микропроцессорного блока управления. Кожух выполнен таким образом, что максимально обеспечивается герметичность рабочей зоны. Задняя стенка кожуха остается неподвижной, она связана с откидывающейся с помощью шарниров

верхней частью. На неподвижной задней части кожуха смонтировано устройство для нагревания воздуха, которое имеет металлический корпус, теплоэлектронагреватель (ТЭН) мощностью 500 Вт и вентилятор. Температура воздуха на выходе нагревателя может достигать 400 °С. Температура рабочей зоны регулируется изменением электрических импульсов в ТЭНе. Температура воздуха на выходе измеряется термопарой, сигнал с которой поступает на контроллер. Температура задается аналоговым сигналом, поступающим с контроллера LOGO! фирмы "Сименс" (см. рис. 2).

Усовершенствование механического привода заключается в применении частотного электронного управления двигателем. Система управления включает в себя частотно-регулируемый привод на 3,7 кВт, промышленный контроллер LOGO!, кнопочный пульт, источник питания на 24 В, приборы электрозащиты. Преобразователь частоты SV004iC5-1F-RUS-0,4 имеет векторное управление без датчика в диапазоне частот от 0 до 300 Гц и изменяет частоту вращения шпинделя то 0 до 6000 мин⁻¹.

Промышленный контроллер LOGO! специально сконфигурирован под установку центробежного формирования и включает в себя базовый блок, блок расширения цифровых входов/выходов, блоки расширения аналоговых выходов и датчиков температуры. Контроллер управляет работой регулируемого привода и нагревателя, корректируя работу установки по заданной программе и обеспечивая режимы формирования полимерных покрытий. Для управления скоростью вращения формы используют модуль LOGO! BASIC. Сигнал с модуля поступает на преобразователь частоты колебаний, изменяя значения от 0 до 100 Гц.

Пульт управления преобразователем существенно упрощен. На переднюю панель вынесен семи-сегментный дисплей, кнопки управления ("Пуск" и "Стоп") и потенциометр. Преобразователь частоты управляет внешними цифровыми и аналоговыми сигналами. Для работы в промышленной информационной сети преобразователь оснащен интерфейсом RS-485. С помощью коммуникационного протокола ModBUS-RTU можно подключать до 32 устройств; скорость обмена — 19200 бит/с.

Программное обеспечение поддерживает составление схем управления на персональном компьютере (ПК). Программа составляется в виде схемы функциональных блоков. После того, как схема управления составлена и отлажена программным симулятором, код программы с помощью кабеля USB/PPI адаптера загружается в контроллер.

Последовательность составления программы технологических испытаний центробежного формирования:

1) составление циклограммы формирования покрытия ПКМ;

2) определение назначений входов/выходов контроллера;

3) составление функциональной схемы управления режимами формирования ПКМ на ПК в программе LOGO! Soft Comfort;

4) загрузка кода программы в контроллер.

Исследования процессов центробежного формирования изделий в зависимости от их технологической сложности делятся на следующие этапы:

I — одно- и двухфазные модельные ПКМ при постоянных частоте вращения и температурных режимах ЦБФ;

II — двухфазные ПКМ на постоянных и динамических режимах;

III — многофазные ПКМ на динамических режимах ЦБФ. Оптимизация ПКМ осуществляется по составу, графикам режимов, размерам заготовок и требованиям к изделиям.

Этап I включал в себя исследования влияния постоянных температурных и скоростных режимов ЦБФ. В качестве формы использовали втулку с внутренними размерами $d \times L = 54 \times 54$ мм (рис. 3); температурные режимы: 30, 40, 50 °C; частоты вращения: $n = 300, 1200, 2400$ мин⁻¹; время формования: 30, 60, 90 мин.

Были исследованы различные композиции, в состав которых в качестве матрицы входила эпоксидная смола ЭД-20, а также разные смолы: с фторопластом Ф-4, графитом ГС-1, дисульфидом молибдена MoS₂, металлическими порошками (чугун и бронза), с наполнением изрубленных волокон (стекловолокно и углеграфитовое волокно), с армированием тканью (стеклоткань и хлопчатобумажная).

Втулки из различных композиционных материалов прошли испытания, при которых были определены следующие качественные показатели: плотность, твердость и шероховатость поверхностей, точность размеров, пределы прочности на растяжение и сжатие, а также триботехнические показатели — коэффициент трения и интенсивность изнашивания. Анализ результатов позволил скорректировать точность управления по поддержанию оптимальных термодинамических режимов.

Плотность материала зависит от природы наполнителей, их количества, температуры и кинематических условий формирования [3]. Так, плотность композиции с дисульфидом молибдена, графитом и фторопластом различны, несмотря на одинаковые термодинамические условия процесса изготовления. При этом наблюдается общая тенденция повышения плотности с увеличением частоты вращения при снижении градиентов плотности и увеличении температуры формирования изделий (рис. 4).

Исследования поверхностей модельных составов на твердость свидетельствуют о преобладающем влиянии наполнителя относительно термоди-

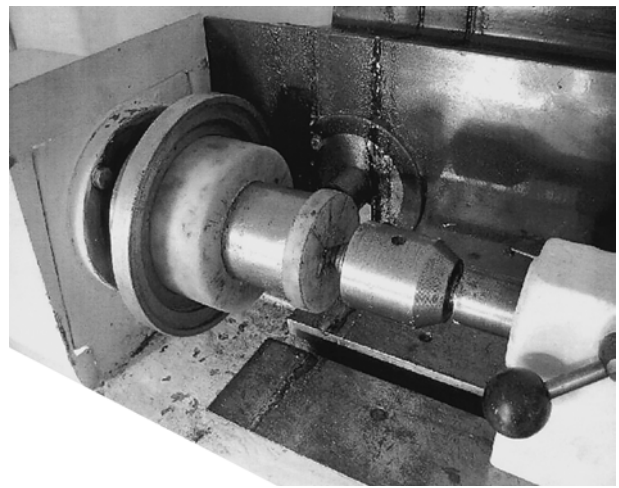


Рис. 3. Шпиндельный узел СЦФ-4 с заготовкой

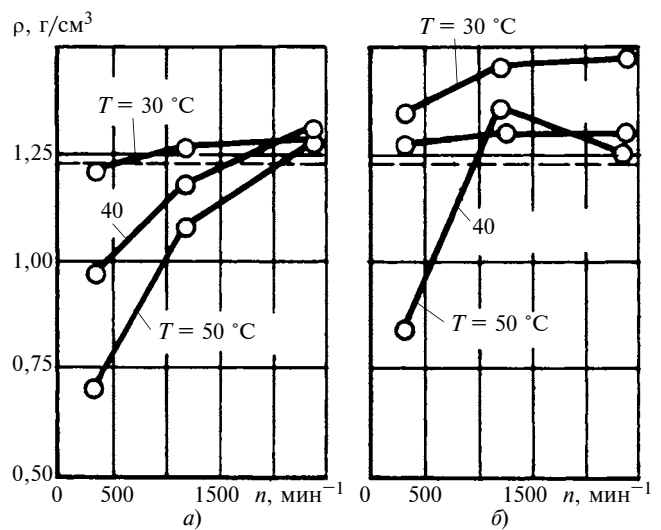


Рис. 4. Зависимости изменения плотности образцов от частоты вращения при различной температуре T формирования для композитов с наполнителями: а — графит; б — дисульфид молибдена

намических условий центробежного формирования изделий.

Анализ твердости образцов показал, что введение в состав композита фторопласта значительно снижает твердость поверхностей втулок по сравнению с твердостью втулок, изготовленных при тех же термодинамических условиях, только из эпоксидной смолы: для эпоксидной смолы ЭД-20 твердость поверхностей втулок составила 232 НВ, для ЭД-20 и 20 % (по массе) фторопласта Ф-4 твердость на внутренней и внешней поверхностях составила соответственно $55 \div 90$ и $70 \div 90$ НВ.

Фактор разделения для этого модельного состава обуславливает формирование слоистой структуры (рис. 5). На перераспределение фторопласта в

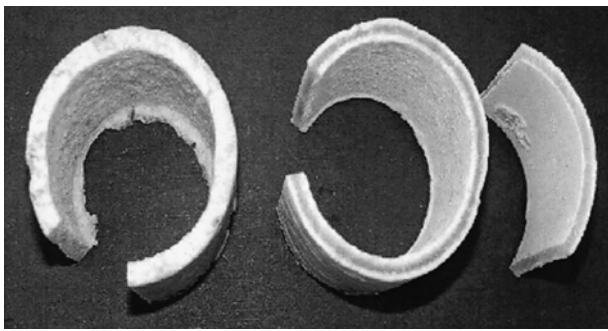


Рис. 5. Внутренняя структура модельного состава: эпоксидная смола ЭД-20 и 20 % фторопласта Ф-4; получен при температуре 40 °С и частотах формования (слева направо): 300, 1200, 2400 мин⁻¹

композите и изменение толщины слоев существенное влияние оказывают температура и кинематические условия формования. Чистый фторопласт обладает низкой несущей способностью. Это подтвердили и испытания: композиция расслоилась, фторопласт перераспределился к внутренней и внешней поверхностям, эпоксидная смола сконцентрировалась в центральном слое. С увеличением частоты вращения и фактора разделения ($k_p = 2,7; 43,4; 173,7$) происходит расслоение композита с увеличением перераспределения фторопласта к внешней поверхности при увеличении параметров n и k_p . Это позволяет формировать рабочую (антифрикционную) поверхность и несущую (армированную) сердцевину изделия.

При введении в смолу 10 % (по массе) твердых смазок — коллоидного графита ГС-1 и дисульфида молибдена MoS_2 , твердость поверхностей образцов модельных ПКМ снижается меньше по сравнению с образцами из чистой смолы: внешней поверхности — на 20 МПа, внутренней — на 50 МПа. Получены режимы формования, при которых снижение твердости поверхности практически не происходит.

Испытания на прочность показали следующее. Предел прочности на растяжение матрицы (смола ЭД-20) составляет 31 МПа и зависит от температуры формования. С увеличением температуры наблюдается повышение прочности, но до определенного предела. Разрыв при этом представляет собой ровную гладкую поверхность без видимых выступов, что характерно для однородного материала.

При добавлении 20 % фторопласта происходит разупрочнение материала. Среднее предельное напряжение на растяжение составляет 26 МПа. Разрыв представляет собой слоистую структуру, состоящую из двух слоев фторопласта по краям образца и слоя смолы в центре.

Введение 10 % графита повышает прочность, которая зависит от степени перемешивания композита и температуры формования. Среднее предельное напряжение на растяжение — 38 МПа, максимальная прочность изделий при оптималь-

ных режимах изготовления ($n = 1200$ мин⁻¹, $T = 38 \div 42$ °С, $\tau = 30$ мин) — 37,8 МПа. Разрыв представляет собой неровный скол, в котором имеются выступы.

Добавление 10 % дисульфида молибдена ДМИ-7 (ТУ 48-19-133—90) приводит к незначительному разупрочнению материала. Среднее предельное напряжение на растяжение — 30,5 МПа. Разрыв представляет собой неровный скол с частицами дисульфида молибдена.

При применении армирующей хлопчатобумажной ткани упрочнения не наблюдается, так как прочность ткани равна прочности матрицы [4]. Среднее предельное напряжение на растяжение — 31 МПа.

Введение в композицию 2 % углеродистых волокон УКН-5000 повышает прочность материала. Упрочнение зависит от частоты вращения и расположения (ориентации) волокон в изделии. Среднее предельное напряжение на растяжение — 45 МПа. Разрыв представляет собой ровный скол с микровыступами.

При добавлении 75 % бронзового порошка наблюдается снижение прочности. Среднее предельное напряжение на растяжение — 21 МПа. Место разрыва представляет собой неровный скол с частицами бронзового порошка, непокрытыми матрицей.

При составе ЭД-20 и 2 % рубленых стекловолокон РБН-10 наблюдается существенное упрочнение. Среднее предельное напряжение на растяжение — 47 МПа. Степень упрочнения зависит от частоты вращения. Максимальная прочность наблюдается при частоте вращения 1200 мин⁻¹. Разрыв представляет собой неровный скол, в котором отчетливо видны трещины, уходящие вглубь материала.

Испытания показали целесообразность армирования материалов из ПКМ материалами волокнистой структуры.

Разработанные ранее составы литевых антифрикционных композиций марки ЭФЛОНГ имеют различные сочетания наполнителей. С их помощью можно получить подшипники скольжения и детали для уплотнительных систем гидроцилиндров высокого качества.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кудрявцева Б. М., Виноградов Ю. М. Выбор оптимального состава антифрикционных композиций на основе фторопласта: Повышение износостойкости и срока службы машин. Вып. 4. Киев: УкрНИИТИ, 1970. 73 с.
2. Еремин Н. Ф. Процессы и аппараты в технологии строительных материалов. М.: Высшая школа, 1986. 280 с.
3. Близнец М. М., Кузьменкова Е. И. Влияние структурирующихся наполнителей на триботехнические характеристики эпоксидных покрытий // Трение и износ. 1990. № 5. С. 82—88.
4. Композиционные материалы: Справочник / Под общ. ред. В. В. Васильева, Ю. М. Тарнопольского. М.: Машиностроение, 1990. 512 с.

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

Анализ полей напряжений в поверхностном слое композиционных материалов со сферической формой армирующего зерна при резании

Моделировали напряженно-деформированное состояние структурно-неоднородной среды, возникающее при механической обработке композиционных материалов со сферической формой армирования. Исследования проводили поляризационно-оптическим методом при использовании созданного для этих целей оборудования и модели, а также методом конечных элементов. По экспериментально установленным полям напряжений построены графики зависимости максимальных касательных напряжений от глубины резания.

The modeling of the deflected mode of structure-inhomogeneous medium, arising at machining of composite materials with spherical form of reinforcement, was accomplished. Investigations were made by polarize-optical method at use of special model and equipment, elaborated for thereto, and with application of the finite-element method. With the help of experimental stress fields the dependence graphs of maximal tangential stresses upon the cutting depth were defined.

В настоящее время широкое распространение получают композиционные материалы на основе металлической или органической матрицы, армированные сферическим наполнителем. В качестве материала наполнителя применяются как оксиды, карбиды, бориды металлов, так и чистые металлы и сплавы. Например, перспективными являются композиционные материалы, армированные полыми сферическими порошками из оксидов алюминия и циркония. Уникальное сочетание высокой прочности с низкой плотностью предопределили широкое распространение таких материалов в авиастроении, машиностроении, строительстве. Наплавки композиционных материалов на основе карбидов тугоплавких металлов, таких как карбид вольфрама и дивольфрама, титана, ванадия, в которых в качестве связующего (матрицы) используются сплавы на основе кобальта, никеля, железа, препятствующие вязкому разрушению, обладают такими замечательными эксплуатацион-

ными свойствами, как высокие твердость и износостойкость. Целью применения композиционных наплавов является поверхностное упрочнение, а также повышение износостойкости деталей, подвергающихся интенсивному абразивному изнашиванию, таких как валы (шейки коленчатых и кулачки распределительных валов), клапаны и седла под клапаны ДВС, режущий инструмент, зубчатые колеса, шнеки экструдеров, уплотнительные поверхности паровой арматуры сверхвысоких параметров, матрицы для прессования цветных металлов и сплавов, подшипники скольжения и т. д.

Процесс обработки таких структурно-неоднородных материалов режущим инструментом отличается от резания изотропных материалов. В отличие от обработки подавляющего числа конструкционных материалов в данном случае процесс снятия припуска часто проходит без образования стружки и похож на процесс поверхностного разрушения, который изучен в гораздо

меньшей степени, чем стружкообразование. Поэтому представляет научный и практический интерес исследование напряженно-деформированного состояния (НДС) в частности и механики процесса разрушения такого материала в целом в зоне, граничащей с режущим лезвием. Знание особенностей этого процесса может помочь правильно выбрать параметры необходимого оборудования и оснастки, назначить режимы резания, обеспечивающие необходимые технические требования, шероховатость обрабатываемой поверхности, стойкость режущего инструмента.

В качестве методов исследования были выбраны поляризационно-оптический метод и метод конечных элементов (МКЭ). Основным допущением при моделировании было рассмотрение процесса резания в виде плоскопараллельного НДС.

Поляризационно-оптический метод основан на свойстве прозрачных материалов при возникновении напряжений приобретать оптическую анизотропию, степень которой зависит от НДС и характеризуется тензором диэлектрической проницаемости [1]. Данный метод исследования напряжений

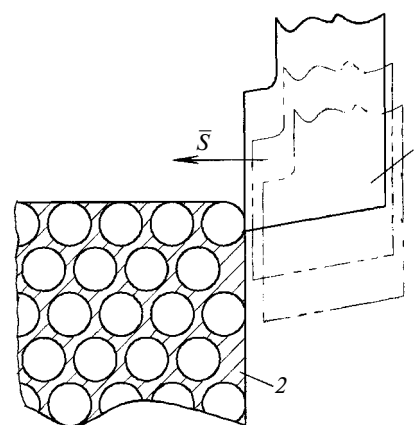


Рис. 1. Схема нагружения композиционного материала:

1 — резец; 2 — композиционный материал, армированный сферическими частицами

является совершенным, универсальным и очень репрезентативным при моделировании НДС сооружений и конструкций. Причем он не зависит от расчетов, получаемых в результате математического моделирования. Теоретической базой служат теория подобия и анализ размерностей, устанавливающие критерии подобия — условия тождественного протекания процессов в модели и натуре.

Принятая схема нагружения (рис. 1) и изучения НДС композиционного материала, армированного сферическими частицами, реализованная в поляризованно-оптической модели, позволяет получить количественную оценку поля напряжений в зернах, оставляя межзеренное пространство неизученным, что является следствием непрозрачности материала связки. Данное допущение принимается в связи с преимущественно трансзеренным характером разрушения подобных материалов, что подтверждают фотографии микрошлифов, иллюстрирующие распространение трещин, а также дальнейшие исследования МКЭ.

Модель была изготовлена из прозрачного оптически чувствительного материала ЭД6МТГФА и с помощью специального стенда [2], спроектированного и изготовленного для данных исследований, нагружалась силами, подобными действующим на поверхностный слой оригинала. Модель представляет собой пластину из склеенных между собой равновеликих дисков и в первом приближении имитирует поверхностный слой срезаемого материала композита, армированного сферическими частицами, а также позволяет определить характер распределения напряжений при разных вариантах приложения нагрузки, сделать вывод о величине области, в которой имеет место значительное нагружение зерен.

В процессе исследования на поляризационно-проекционной установке, предназначенной для исследования поляризованно-оптическим методом НДС в моделях деталей машин, сооружений, физических сред, была проведена серия экспериментов, в результате которых были получены фотограммы интерференционных картин полос для каждого из экспериментов (рис. 2). Каждая фотограмма представляет собой картину изолиний $2\tau_{\max} = (\sigma_1 - \sigma_2) = \sigma_0^t m_i$, где τ_{\max} — максимальное касательное напряжение; σ_1, σ_2 — главные напряжения; σ_0^t — оптическая цена полосы, МПа/пол.; m_i — порядок полосы в рассматриваемой точке модели.

Визуальный анализ характера распределения напряжений, количественная оценка уровней полос и влияние геометриче-

ских параметров дают возможность сопоставить результаты и оценить НДС модели дискретной среды.

Полученные фотограммы позволяют построить графики зависимости максимальных касательных напряжений от глубины, на которой они действуют в материале при различных схемах нагружения. Были построены графики (рис. 3, а, б) для трех типов нагружения: по крайнему ряду зерен (кривые 1), по двум крайним смежным рядам зерен (кривые 2), по первому и третьему сверху рядам зерен (кривые 3). Графики строили по двум сечениям: А—А и Б—Б. Как в первом, так и во втором случае линия сечения была перпендикулярна линии действия силы, имитирующей силу резания, а также поверхности материала. Однако в первом случае (см. рис. 3, а) она

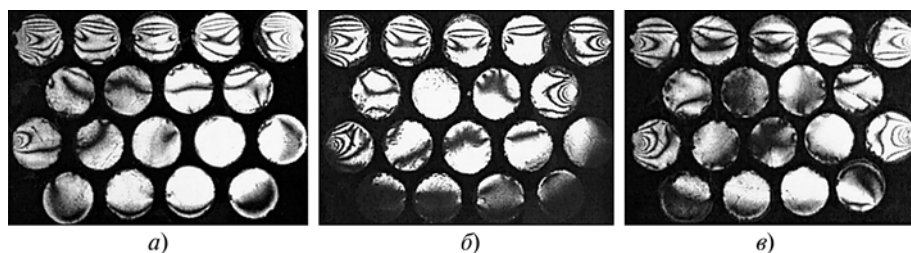


Рис. 2. Фотограммы экспериментальных полей и изохром при нагружении модели по крайнему (а), двум верхним смежным (б), первому и третьему сверху (в) рядам зерен

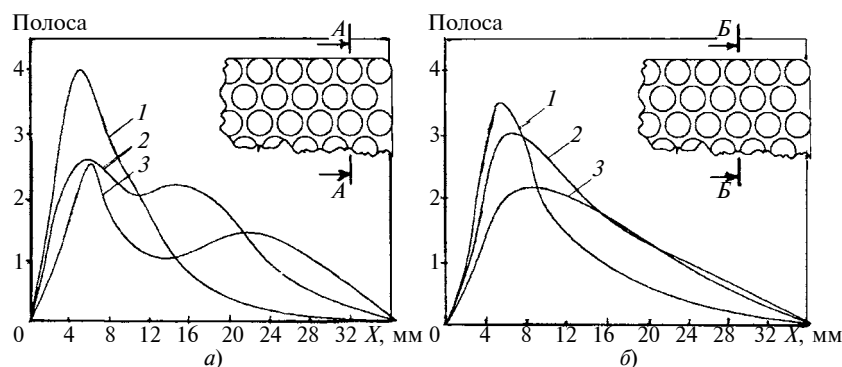


Рис. 3. Распределение максимальных касательных напряжений в сечениях А—А (а) и Б—Б (б):

оптическая цена полосы (растягивающее напряжение $\sigma_0^t = 258 \text{ Н/см}^2$)

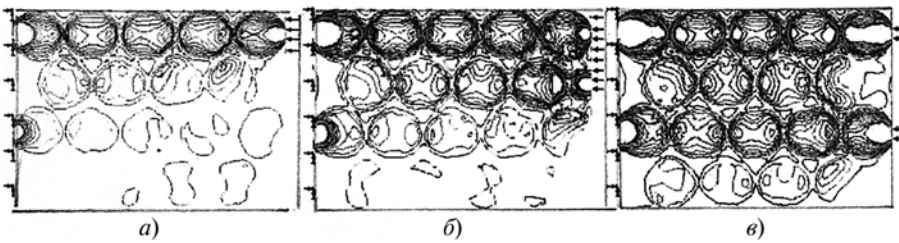


Рис. 4. Поле изолиний равных максимальных касательных напряжений, сгенерированных в среде SolidWorks—CosmosWorks, при приложении нагрузки к модели по крайнему (а), двум верхним смежным (б), первому и третьему сверху (в) рядам зерен

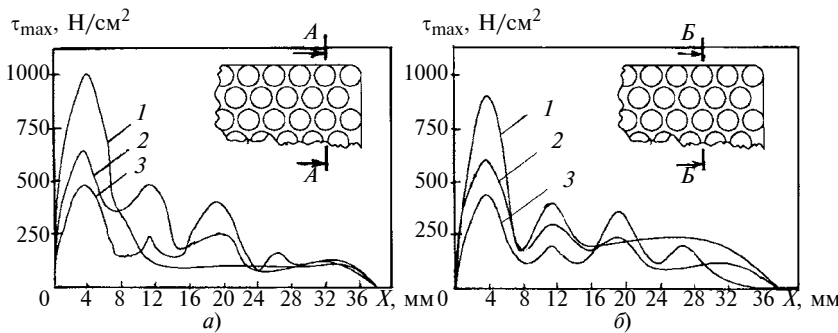


Рис. 5. Распределение максимальных касательных напряжений в сечениях А—А (а) и Б—Б (б) при приложении нагрузки по крайнему (а), двум верхним смежным (б), первому и третьему сверху (в) рядам зерен

располагалась по центру диска, лежащего на внешнем слое и отделенного одним диском от индентора. Во втором же случае (см. рис. 3, б) графики строили для сечения по центру диска, находящегося уже на удвоенном расстоянии от индентора.

При аналогичном приложении нагрузки были проведены исследования МКЭ (рис. 4). Средой моделирования было выбрано приложение современного программного комплекса SolidWorks 2008 — CosmosWorks. Отличительной особенностью этого приложения является мощный математический аппарат. При дискретизации и построении сетки конечных элементов область разбивается на тетраэдры с гранями, аппроксимируемыми линейными (линейная зависимость от координат) или параболическими функциями

координат, что повышает достоверность результатов в сравнении с предыдущей схемой прямолинейной триангуляции объекта [3].

Аналогичным образом по полученным полям изолиний были построены кривые 1—3 (рис. 5, а, б) зависимости максимальных касательных напряжений от глубины X , на которой они действуют в материале при подобных схемах нагружения. Заметным отличием этих кривых от кривых на рис. 3, а, б является их большая скачкообразность, что объясняется учитыванием в конечно-элементной модели распределения напряжений в межзеренных прослойках. Следует отметить значительное уменьшение напряжений на таких участках.

Идентичность графиков распределения напряжений, полученных независимо в результате

физических (поляризационно-оптических) и математических (конечно-элементных) экспериментов, позволяет сделать следующие выводы:

независимо от локализации силового воздействия максимальные касательные напряжения наблюдаются в крайнем ряду, имитирующем поверхность срезаемого слоя;

при переходе от диска к диску, т. е. от "зерна" к "зерну" в глубину материала, напряжения резко падают в отличие от распределения напряжений по глубине в однородных материалах;

лучшее качество поверхностного слоя будет достигнуто при глубине резания, не превышающей величину среднего зерна. При этом концентрация максимальных напряжений будет иметь место в поверхностном слое именно такой глубины, что обезопасит от вырывов и сколов зерен, ухудшающих качество обработанной поверхности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кошеленко А. С., Позняк Г. Г. Теоретические основы и практика фотомеханики в машиностроении. М.: Издательский дом "Граница", 2004. 296 с.
2. Кошеленко А. С., Позняк Г. Г., Семенов И. А. Стенд для исследования напряжений в структурно-неоднородных материалах методом фотомеханики // Современные технологии в машиностроении: 11-я международная науч.-практ. конф. Пенза: Приволжский дом знаний, 2007. С. 261—263.
3. Solid Works 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов и др. СПб.: БХВ-Петербург, 2008. 1040 с.

Матричные модели точности в многоинструментных двухсуппортных наладках

Разработаны матричные модели погрешности обработки в многоинструментных наладках с учетом одновременного действия всех составляющих сил резания от всех инструментов и упругих деформаций технологической системы по всем координатным направлениям. Для определения экстремума функции искажения размеров разработан алгоритм формирования поля рассеяния размеров на основе механизма двухсуппортной наладки.

The matrix models of treatment accuracy in multi-tool tunings subject to synchronous action of all cutting forces components from all tools and elastic deformations of processing system over all coordinate directions have been elaborated. The forming algorithm of the field scattering for determination the function of dimensions distortion extreme has been elaborated. The algorithm is based on the double-toolplate tuning mechanism.

Механизм формирования поля рассеяния при двухсуппортной обработке значительно сложнее, чем при односуппортной обработке [1]. Главными факторами появления полей рассеяния выполняемых размеров являются: колебания припуска под обработку; непостоянство механических свойств заготовок в пределах партии; разброс жесткостей станков. Характеристики рассеяния этих факторов заданы соотношениями [1], которые в свою очередь определяют входные факторы: координатные составляющие сил резания и комплекс характеристик податливости технологических подсистем (матриц податливости) [2].

Учитывая непростой механизм формирования полей рассеяния выполняемых размеров при двухсуппортной обработке, рассмотрим сначала простейший случай — оппозитную наладку. Под оппозитной наладкой понимается наладка, в которой все составляющие сил резания одного суппорта направлены против соответствующих составляющих сил резания другого суппорта. Такая наладка нередко встречается на современных двухсуппортных токарных станках с ЧПУ. Эта наладка от двухсуппортной наладки, применяемой в основном на традиционных токарно-револьверных и токарных многошпиндельных автоматах с кулачковым управлением, отличается тем, что подача S_1 продольного суппорта направлена по оси X в сторону ее возрастания. Поэтому все составляющие сил резания продольного и поперечного суппортов оказываются направленными друг против друга. В принципе эта наладка является частным случаем двухсуппортной наладки для контурной обработки.

Для заданной расчетной схемы получаем два вектора искажения выполняемых размеров: $\bar{g}_1 = e^{01}P^1 - e^0P^2$ — для продольного суппорта и $\bar{g}_2 = -e^{02}P^2 + e^0P^1$ — для поперечного суппорта, где e^0 — матрица податливости для подсистем 0 ("заготовка—шпиндель—патрон"); $e^{01} = e^0 + e^1$ и $e^{02} = e^0 + e^2$ — объединенные матрицы податливостей (для двух групп технологических подсистем), здесь e^1, e^2 — матрицы податливостей соответственно для подсистем 1 ("резец—державка—продольный суппорт") и 2 ("резец—державка—поперечный суппорт"); P^1, P^2 — силы действия соответственно подсистем 1 и 2 на подсистему 0.

Такие факторы, как разбросы жесткостей технологической системы, прочностных свойств материала заготовки, определяют масштаб интервала рассеяния искажений размеров g_1 и g_2 . А вот фактор колебания припусков на суппортах оказывает гораздо более сложное влияние. Поскольку силы резания на продольном и поперечном суппортах направлены друг против друга, колебания припусков Δt_1 и Δt_2 могут привести к изменению баланса сил. Объединяя всевозможные варианты расположения поля рассеяния [1], сформировали единую модель поля рассеяния размеров, выполняемых при работе продольного суппорта в двухсуппортной оппозитной наладке:

$$\Delta g_1 = \begin{cases} \omega [e^{01}t_1\bar{p}_t^1 - e^0t_2\bar{p}_t^2] + [e^{01}\Delta t_1\bar{p}_{\Delta t}^1 + e^0\Delta t_2\bar{p}_{\Delta t}^2] \\ \text{при } e^{01}t_1\bar{p}_t^1 - e^0t_2\bar{p}_t^2 \leq -\frac{e^{01}\Delta t_1\bar{p}_{\Delta t}^1 + e^0\Delta t_2\bar{p}_{\Delta t}^2}{2}; \\ \left(1 + \frac{\omega}{2}\right) [e^{01}\Delta t_1\bar{p}_{\Delta t}^1 + e^0\Delta t_2\bar{p}_{\Delta t}^2] \\ \text{при } [e^{01}t_1\bar{p}_t^1 - e^0t_2\bar{p}_t^2] \leq \frac{e^{01}\Delta t_1\bar{p}_{\Delta t}^1 + e^0\Delta t_2\bar{p}_{\Delta t}^2}{2}; \\ -\omega [e^{01}t_1\bar{p}_t^1 - e^0t_2\bar{p}_t^2] + [e^{01}\Delta t_1\bar{p}_{\Delta t}^1 + e^0\Delta t_2\bar{p}_{\Delta t}^2] \\ \text{при } \frac{e^{01}\Delta t_1\bar{p}_{\Delta t}^1 + e^0\Delta t_2\bar{p}_{\Delta t}^2}{2} \leq e^{01}t_1\bar{p}_t^1 - e^0t_2\bar{p}_t^2, \end{cases} \quad (1)$$

где ω — суммарный разброс свойств технологической системы; t_1, t_2 — глубина резания соответственно на продольном и поперечном суппортах; $\bar{p}_t, \bar{p}_{\Delta t}$ — вспомогательные векторы, характери-

зующие соответственно степени влияния глубины t резания и колебаний припуска.

Здесь:

$$\overline{p}_t^1 = \begin{pmatrix} C_{p_x^1} t_1^{x_{p_1^1}-1} S_1^{y_{p_1^1} z_{p_1^1}} \\ C_{p_y^1} t_1^{x_{p_1^1}-1} S_1^{y_{p_1^1} z_{p_1^1}} \\ C_{p_z^1} t_1^{x_{p_1^1}-1} S_1^{y_{p_1^1} z_{p_1^1}} \end{pmatrix}; \overline{p}_t^2 = \begin{pmatrix} C_{p_x^2} t_2^{x_{p_2^2}-1} S_2^{y_{p_2^2} z_{p_2^2}} \\ C_{p_x^2} t_2^{x_{p_2^2}-1} S_2^{y_{p_2^2} z_{p_2^2}} \\ C_{p_z^2} t_2^{x_{p_2^2}-1} S_2^{y_{p_2^2} z_{p_2^2}} \end{pmatrix};$$

$$\overline{p}_{\Delta t}^1 = \begin{pmatrix} x_{p_x^1} t_1^{x_{p_1^1}-1} C_{p_x^1} S_1^{y_{p_1^1} z_{p_1^1}} \\ x_{p_y^1} t_1^{x_{p_1^1}-1} C_{p_y^1} S_1^{y_{p_1^1} z_{p_1^1}} \\ x_{p_z^1} t_1^{x_{p_1^1}-1} C_{p_z^1} S_1^{y_{p_1^1} z_{p_1^1}} \end{pmatrix};$$

$$\overline{p}_{\Delta t}^2 = \begin{pmatrix} x_{p_y^2} C_{p_y^2} t_2^{x_{p_2^2}-1} S_2^{y_{p_2^2} z_{p_2^2}} \\ x_{p_x^2} C_{p_x^2} t_2^{x_{p_2^2}-1} S_2^{y_{p_2^2} z_{p_2^2}} \\ x_{p_z^2} C_{p_z^2} t_2^{x_{p_2^2}-1} S_2^{y_{p_2^2} z_{p_2^2}} \end{pmatrix}.$$

Аналогично получаем модель поля рассеяния для размеров, выполняемых при работе поперечного суппорта (в оппозитной наладке):

$$\Delta g_2 = \begin{cases} \omega [e^{02} t_2 \overline{p}_t^2 - e^0 t_1 \overline{p}_t^1] + [e^{02} \Delta t_2 \overline{p}_{\Delta t}^2 + e^0 \Delta t_1 \overline{p}_{\Delta t}^1] \\ \text{при } e^{02} t_2 \overline{p}_t^2 - e^0 t_1 \overline{p}_t^1 \leq -\frac{e^{02} \Delta t_2 \overline{p}_{\Delta t}^2 + e^0 \Delta t_1 \overline{p}_{\Delta t}^1}{2}, \\ \left(1 + \frac{\omega}{2}\right) [e^{02} \Delta t_2 \overline{p}_{\Delta t}^2 + e^0 \Delta t_1 \overline{p}_{\Delta t}^1] \\ \text{при } [e^{02} t_2 \overline{p}_t^2 - e^0 t_1 \overline{p}_t^1] \leq \frac{e^{02} \Delta t_2 \overline{p}_{\Delta t}^2 + e^0 \Delta t_1 \overline{p}_{\Delta t}^1}{2}, \\ -\omega [e^{02} t_2 \overline{p}_t^2 - e^0 t_1 \overline{p}_t^1] + [e^{02} \Delta t_2 \overline{p}_{\Delta t}^2 + e^0 \Delta t_1 \overline{p}_{\Delta t}^1] \\ \text{при } \frac{e^{02} \Delta t_2 \overline{p}_{\Delta t}^2 + e^0 \Delta t_1 \overline{p}_{\Delta t}^1}{2} \leq e^{02} t_2 \overline{p}_t^2 - e^0 t_1 \overline{p}_t^1, \end{cases} \quad (2)$$

Для выявления всего многообразия механизмов формирования поля рассеяния в матричной модели в общем случае рассмотрим еще один специальный случай — сопозитную наладку. Таковой целесообразно назвать двухсуппортную наладку, в которой все составляющие сил резания инструментов продольного и поперечного суппортов направлены в одну сторону. Поскольку противодействия сил

резания здесь нет, интервал рассеяния искажений имеет единственное положение — справа от начала координат. Максимум искажения размера достигается при наибольших припусках для обоих суппортов и максимальных прочности заготовки и податливости технологической системы, минимум — при наименьших припусках и минимальных прочности заготовки и податливости технологической системы.

В итоге для интервала рассеяния получаем выражение

$$\Delta g_1 = \omega [e^{01} t_1 \overline{p}_t^1 + e^0 t_2 \overline{p}_t^2] + [e^{01} \Delta t_1 \overline{p}_{\Delta t}^1 + e^0 \Delta t_2 \overline{p}_{\Delta t}^2]. \quad (3)$$

Для размеров, формируемых с поперечного суппорта, получаем:

$$\Delta g_2 = \omega [e^{02} t_2 \overline{p}_t^2 + e^0 t_1 \overline{p}_t^1] + [e^{02} \Delta t_2 \overline{p}_{\Delta t}^2 + e^0 \Delta t_1 \overline{p}_{\Delta t}^1]. \quad (4)$$

Итак, мы разобрали два простейших случая двухсуппортной обработки. Модели (1) и (2) описывают поля рассеяния в оппозитной наладке, когда все составляющие сил резания инструментов продольного и поперечного суппортов направлены навстречу друг другу. Модели (3) и (4) относятся к наладкам, когда все составляющие сил резания инструментов продольного и поперечного суппортов имеют одно соответствующее направление.

Подавляющее большинство реальных многоинструментных наладок не обладают такой однородностью в направленности сил резания при работе суппортов. Например, в наладке, представленной в работе [1], составляющие сил резания по осям Y и Z направлены навстречу друг другу, а составляющие по оси X направлены в одну сторону. Эту наладку можно рассматривать в направлении оси Y (для диаметральных размеров) как оппозитную, которая рассчитывается по моделям (1) и (2), а в направлении оси X (для линейных размеров) как сопозитную, которая рассчитывается по моделям (3) и (4). Таким образом, для неоднородных по направлению нападков не существует единой схемы расчета полей рассеяния. Схема расчета поля рассеяния определяется отдельно для каждого направления.

Однако, строго говоря, сформированные модели для оппозитных и сопозитных наладок неприменимы в случае неоднородных по направлению наладок. Причина этого — разные механизмы формирования полей рассеяния. Для выяснения различий механизмов формирования полей рассеяния введем несколько определений. Назовем суппорт, который формирует рассматриваемый размер, *основным*. Тогда суппорт, который работает в данной наладке, но не формирует рассматриваемый размер, хотя и оказывает на него косвенное воздействие, целесообразно назвать *дополнительным*. Каж-

дая из составляющих сил резания оказывает свое влияние на точность формируемого размера. На влияние составляющей силы резания с основного суппорта накладывается влияние соответствующей составляющей с дополнительного суппорта. Под соответствующей здесь понимается составляющая, направленная по той же оси координат. Если составляющая силы резания с дополнительного суппорта направлена против составляющей с основного суппорта, то максимальное искажение выполняемого размера от этой составляющей достигается при максимальном припуске на основном суппорте и минимальном на дополнительном. Если же составляющая силы резания с дополнительного суппорта направлена в одну сторону с составляющей с основного суппорта, то максимум искажения размера достигается при максимальных припусках на обоих суппортах. В рамках однородной по направлению сил резания наладки механизм формирования поля рассеяния един, и тогда, естественно, получается единая матричная модель полей рассеяния. Примеры — модели (1) и (2), (3) и (4). Поскольку матричная модель учитывает влияние на точность исполнения каждого формируемого размера всех составляющих сил резания (от всех инструментов наладки), то для неоднородных по направлению сил наладок в каждом размере (при учете влияния всех составляющих сил резания) встречаются обе схемы формирования поля рассеяния. Поэтому при определении границ интервалов рассеяния размеров, которое сводится к поиску максимального и минимального значений искажений размеров, в каждом конкретном случае нужно проводить отдельное исследование на предмет поиска экстремума полученной функции.

Для разработки алгоритма поиска экстремума функции искажения выполняемых размеров зафиксируем основные принципы механизма формирования поля рассеяния размеров в двухсуппортной наладке:

1. Выполняемый размер формируется инструментом, установленным на основном суппорте.
2. Дополнительный суппорт оказывает влияние на искажение выполняемого размера через воздействие на заготовку.
3. Искажение выполняемого размера формируется сложением (векторным) трех перемещений: перемещения подсистемы основного суппорта от действия сил резания инструментов основного суппорта и двух перемещений подсистемы заготовки от действия сил резания инструментов основного и дополнительного суппортов. Первые два перемещения (перемещения подсистемы основного суппорта от действия сил резания инструментов основного суппорта и перемещение подсистемы заготовки от действия сил резания инструментов основного суппорта) направлены в противоположные стороны: величина обусловленного ими иска-

жения выполняемого размера определяется суммированием величин этих искажений.

Перемещение подсистемы заготовки от действия сил резания инструментов дополнительного суппорта в направлении выполняемого размера может быть двух видов (в зависимости от схемы распределения сил резания): положительным (направлено в одну сторону с перемещением подсистемы заготовки от воздействия основного суппорта) и отрицательным (направлено против перемещения подсистемы заготовки от воздействия основного суппорта). При положительном перемещении его величина суммируется с искажением размера от воздействия основного суппорта, т. е. наладка работает как соопозитная; при отрицательном перемещении его величина вычитается из искажения размера от воздействия основного суппорта, т. е. наладка работает как оппозитная.

Такое понимание механизма формирования полей рассеяния выполняемых размеров в двухсуппортной наладке естественно приводит к формулированию основных положений алгоритма поиска экстремума функции искажения размеров:

для двухсуппортных наладок, неоднородных по направлениям выполняемых размеров, понятия оппозитности и соопозитности наладки применимо не к наладке в целом, а к отдельному направлению (направлению выполняемого размера), т. е. одна наладка в направлении одного выполняемого размера может быть оппозитной, а в направлении другого соопозитной;

критерием, по которому наладки можно причислить к тому или иному виду, является направление перемещения подсистемы заготовки от воздействия сил резания дополнительного суппорта: соопозитная, если направление совпадает с перемещением основного суппорта; оппозитная, если не совпадает.

Для оппозитной наладки применяется модель (1), (2), но только ее часть в направлении рассматриваемого размера; для соопозитной — модель (3), (4), также только ее часть в направлении рассматриваемого размера.

Итак, использование двух специальных моделей для однородных по направлениям наладок [(1), (2) — для оппозитных и (3), (4) — для соопозитных] и принципа систематики неоднородных наладок по направлениям выполняемых размеров позволяет рассчитать величины полей рассеяния для всего класса двухсуппортных развернутых наладок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кошин А. А. Теория точности и оптимизация многоинструментной токарной обработки / Дис. ... д-ра техн. наук. Челябинск, 1997. 290 с. Машинопись.
2. Юсубов Н. Д. Экспериментальное определение статической матричной характеристики податливости технологической системы. Машиностроитель. 2007. № 10. С. 39—41.

Испытания отрезных фрез на устойчивость их плоской формы равновесия при неравномерном нагреве

Дан краткий обзор работ по устойчивости плоской формы равновесия пил и фрез при неравномерном нагреве. Предложена лабораторная установка для создания неравномерного нагрева дисковых фрез и исследования его влияния на их устойчивость до и после вальцевания. Полученные экспериментальные результаты сравнены с расчетными.

An overview of works on the flat form balance steadiness of saws and cutters at uneven heating is given. A laboratory-scale plant for providing uneven heating of disk cutters and for investigation of heating influence on the cutters steadiness before and after forge-rolling has been proposed. Comparison of calculated and experimental data has been made.

Применяемые для обработки резанием пластиков и пластмасс, а также некоторых металлов и сплавов отрезные фрезы могут испытывать температурный перепад вдоль радиуса диска, представляющего корпус этих инструментов. Аналогичное явление свойственно и дисковым пилам, используемым при обработке древесины. Точность обработки при этом существенно зависит от сопротивления инструмента потере устойчивости его плоской формы равновесия, вызываемой возникновением сжимающих температурных напряжений.

Характер распределения температуры в диске может быть весьма разнообразным, так как зависит от многих факторов, в частности и от того, что энергия, связанная с резанием, как правило, не является единственным источником теплоты. Например, существенное влияние может оказать тепловая энергия, вызванная трением о диск направляющих, обрабатываемой поверхности, стружки и др. На характере распределения температуры в диске могут сказаться также нестационарность процесса нагревания и изменение условий конвективного теплообмена, обусловленные периодичностью работы инструмента.

Предложенный в статье [1] метод позволяет на основе аппроксимаций кривой распределения температуры степенной функцией устанавливать критическое значение перепада температур, соответствующее потере устойчивости инструментом, с учетом его геометрических параметров и условий закрепления. Исследование различных видов неравномерного нагрева дает возможность определить допустимые температурные режимы эксплуатации инструмента и обоснованно выбрать эффективные меры для повышения сопротивления

потере устойчивости в зависимости от условий его работы.

Одним из способов повышения устойчивости является вальцевание инструмента, заключающееся в создании предварительного остаточного напряженного состояния в диске. В работе [2] предложен метод расчета напряженного состояния при вальцевании инструмента и его влияния на устойчивость при неравномерном нагреве.

Проводившиеся ранее по рассматриваемой тематике исследования, связанные с изучением устойчивости и динамики круглых прокованных пил при неравномерном нагреве [3, 4], были основаны, как правило, на эмпирических зависимостях, описывающих напряженно-деформированное состояние диска. Процессы нагружения и последующей разгрузки диска при проковке с учетом кривой деформирования его материала авторами не исследовались. Это не позволяло установить взаимосвязь возникающих остаточных напряжений и сил, действующих на диск при его вальцевании (проковке), как это сделано в работе [2]. Все заключения об устойчивости и динамических характеристиках пил основывались на анализе решения вариационного уравнения [5]. При этом процесс подготовки исходных данных, проведение необходимых выкладок и последующий расчет методом Б. Г. Галерки-на были довольно трудоемкими.

Преимущество применения численных методов решения системы линеаризованных уравнений [1], описывающих динамику диска, проявляется в высокой степени алгоритмизации, в универсальности и, следовательно, большей доступности и простоте их использования.

На практике напряженное состояние после проковки (вальцевания) можно определять методом Калауцкогго—Давиденкова, заключающемся в последовательной вырезке из диска пилы колец и измерении их деформаций. Используют и методы, основанные на исследовании прогиба центральной зоны диска при установке пилы в горизонтальное положение на три опоры [5]. По изменению динамических характеристик инструмента после его обработки также делают заключение об остаточных напряжениях. Здесь может быть полезен метод, предложенный в работах [2, 6].

В связи с этим представляют интерес проведение опытов по изучению устойчивости плоской формы диска в условиях неравномерного нагрева до и после его вальцевания и сравнение их результатов с расчетными данными. Для этого в качестве объекта ис-

следований была выбрана отрезная фреза с наружным диаметром $D = 63$ мм, внутренним $d = 16$ мм, толщиной $h = 0,5$ мм, числом зубьев $z = 100$, изготовленная из быстрорежущей стали Р6АМ5. Крепление фрезы 1 на экспериментальной установке (рис. 1, см. 2-ю полосу обложки) осуществлялись с помощью зажимных фланцев диаметром $D_{\Phi} = 24$ мм. Фреза 1 приводилась во вращение электроприводом и нагревалась у основания зубьев газовой горелкой 2. Температура T в зоне зубьев измерялась пирометром 3, данные которого обрабатывались специальной программой, отображались на экране монитора компьютера 4 в виде зависимости температуры от времени (рис. 2, см. 2-ю полосу обложки) и заносились в его память. Весь процесс записывался на цифровую видеокамеру 5 (см. рис. 1). В описываемых опытах угловая скорость фрезы составляла 32 рад/с, в качестве нагревателя была использована профессиональная высокопроизводительная газовая горелка Bernzomatic (США). Для измерения температур был задействован инфракрасный термометр Optris Laser Sight. Его область измерения на поверхности объекта (диаметр пятна) зависит от расстояния между пирометром и объектом. При расстоянии в 62 мм диаметр пятна равен 1 мм. Скорость съемки видеокамеры составляла 30 кадров/с.

Перед опытом и по его окончании проводился контроль торцевого биения фрезы с помощью индикатора 6 (см. рис. 1) часового типа — ИЧ 10 "Эталон". Для этого непосредственно перед началом и концом эксперимента индикатор крепился на корпусе установки так, чтобы измерительный стержень был перпендикулярен к боковой поверхности диска в зоне, отстоящей на 2 мм от окружности впадин зубьев. Размах колебания стрелки за один оборот фрезы, характеризующий ее торцевое биение, не превышал 0,05 мм. Это свидетельствовало о том, что во фрезе не возникло остаточных деформаций вследствие неравномерности нагрева. В первой серии опытов с невальцованной фрезой нагревание велось (см. рис. 2) не только до момента потери устойчивости плоской формы равновесия, но и далее. При этом искажения исходной формы равновесия приобретали все более отчетливый вид (рис. 3, а, б, см. 2-ю полосу обложки). После окончания нагревания фреза остывала и восстанавливалась ее первоначальная форма.

На рис. 4 (см. 2-ю полосу обложки) изображена развертка поперечных перемещений w зубьев фрезы, позволяющая определить форму потери устойчивости. В данном случае фреза потеряла устойчивость по веерной форме (без узловых окружностей) с тремя узловыми диаметрами ($n = 3$). График строился на основании компьютерной покадровой обработки видеоматериала в приложениях к Windows (Paint, Adobe Photoshop). Для удобства фиксации угла φ поворота фрезы грани зажимной гай-

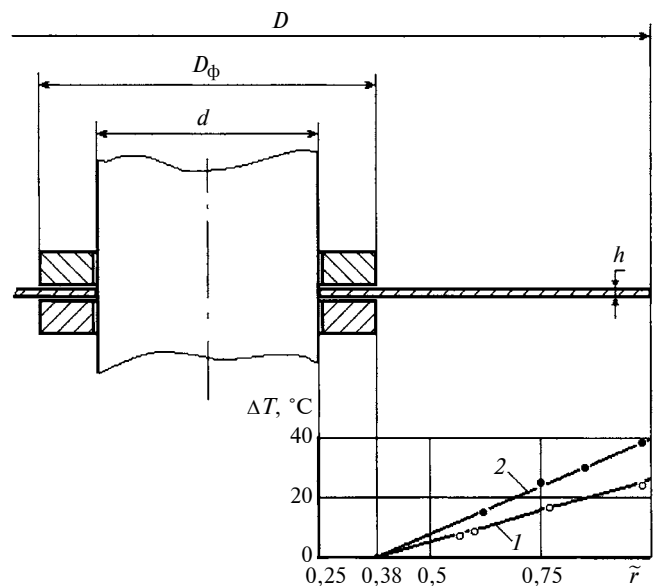


Рис. 6. Схема крепления фрезы и результаты определения неравномерности нагрева, соответствующей потере устойчивости фрезой плоской формы равновесия

ки были предварительно пронумерованы от 0 до 5. Шкала линейных размеров позволила определить истинные перемещения, наблюдавшиеся в опыте к 50-й секунде нагревания фрезы.

Далее эксперимент проводился по следующей схеме: в момент потери устойчивости нагревание и вращение фрезы прекращались, пирометром измерялась температура вдоль радиуса диска фрезы от периферии (рис. 5, см. 2-ю полосу обложки) до зажимных фланцев. Значения температур при этом записывались на видеокамеру непосредственно с экрана пирометра, а положение пятна (местоположение на диске) подсвечивалось лазерным лучом пирометра и одновременно фиксировалось камерой. Таким образом, экспериментально устанавливалось критическое значение температурного перепада ΔT , °C, вдоль радиуса полотна фрезы при неравномерном нагреве. На рис. 6 представлены результаты экспериментов, проведенных до (○) и после (●) вальцевания фрезы, которое осуществлялось с помощью приспособления, предложенного в работе [6]. Остаточное напряженное состояние после вальцевания проанализировано методом, изложенным в статье [2].

В расчетах были приняты следующие механические характеристики материала фрезы: модуль Юнга $E_0 = 210$ ГПа; модуль упругости $E' = 7705$ МПа; предел текучести $\sigma_{0,2} = 2000$ МПа; предел прочности $\sigma_B = 3000$ МПа; коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$; температурный коэффициент расширения $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ 1/°C.

Распределение температуры вдоль радиуса диска фрезы аппроксимировалось линейной зависимостью $T = \frac{4h^2}{\alpha D^2 \eta} \tilde{\lambda}(\tilde{r} - \tilde{k}) = \lambda(\tilde{r} - \tilde{k})$, где

$\tilde{r} = 2r/D$ (r — радиальная координата), $\tilde{k} = d/D$, $\eta = 12(1 - \mu^2)$. Закрепление фрезы принималось в виде скользящего защемления по окружности радиусом $r = D_{\phi}/2$.

Для невальцованной фрезы критическое значение температурного параметра $\tilde{\lambda} = \tilde{\lambda}^*$, рассчитанное методом, изложенным в работе [1], составило $\tilde{\lambda}^* = 112,5$. После вальцевания с учетом параметров, указанных в табл. 3 работы [6], и безразмерного параметра силы вальцевания $N_z = -590$ оказалось, что $\tilde{\lambda}^* = 149,5$.

Результаты расчета представлены на рис. 6 в виде прямых линий 1 и 2, соответствующих неравномерному нагреву невальцованной фрезы и той же фрезы после вальцевания. Сопоставление теоретических результатов (линии 1 и 2) с данными проведенных опытов (точки) обнаруживает удовлетворительное их совпадение. Форма потери устойчивости фрезой до и после вальцевания, при которой число узловых диаметров $n = 3$, найденная теоретически, согласуется с результатом опыта, представленным на рис. 4.

Следует отметить, что в рассмотренных экспериментах было прослежено влияние лишь темпе-

ратурного фактора на устойчивость плоской формы равновесия отрезной фрезы. Поэтому при оценке устойчивости конструкций, эксплуатирующихся в реальных условиях, целесообразно вводить поправки, учитывающие влияние сил резания.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Карпачев А. Ю.** Собственные динамические характеристики вращающихся круглых пил при неравномерном нагреве // Вестник машиностроения. 2006. № 5. С. 32—36.
2. **Карпачев А. Ю.** Влияние остаточных напряжений на устойчивость круглых пластин при неравномерном нагреве // Изв. вузов. Машиностроение, 2006. № 9. С. 3—13.
3. **Гуркин Г. С.** Устойчивость плоской формы равновесия пыльного диска при действии начальных напряжений от проковки // Тр. ЛТА. 1959. Вып. 83. С. 255—268.
4. **Жодзишский Г. А.** Влияние начальных напряжений от проковки и напряжений от неравномерного нагрева на частоты свободных колебаний вращающихся круглых пил // Тр. ЛТА. 1959. Вып. 83. С. 237—253.
5. **Стахий Ю. М.** Устойчивость и колебания плоских круглых пил. М.: Лесная промышленность, 1977. 296 с.
6. **Карпачев А. Ю.** Исследование влияния вальцевания на динамические характеристики круглых пил и фрез // Вестник машиностроения. 2007. № 12. С. 42—48.

УДК 621.9.02

М. Ю. КУЛИКОВ, д-р техн. наук, С. Л. ЛЕВАКОВ,
А. Ю. КАРТАМЫШЕВ, А. В. ПАУТОВ
[Московский ГУ путей сообщения (МИИТ)]

Модель изнашивания режущего инструмента на основе анализа трибоокислительных процессов

Рассматривается влияние внешней среды на структурные превращения и работоспособность режущего инструмента. На основании полученных экспериментальных данных разработана модель трибоокислительного изнашивания режущего инструмента.

The environment influence upon structural conversions and on the cutter's workability is considered. On the basis of the experimental data obtained the model of tribooxidation wear of cutter has been elaborated.

Стойкость режущего инструмента — один из основных факторов, определяющих экономические показатели механической обработки. В последние годы в трибологии сложилось обоснованное мнение, что изнашивание имеет в своей основе процессы, протекающие на микро- и субмикроруровне. В процессе резания контактные объемы режущего инструмента изменяют свое энергетическое состояние, в них

идет процесс накопления энергии деформации [1], реализуемый через изменение дислокационной структуры и микроструктуры, которое, в свою очередь, определяет интенсивность изнашивания инструмента [2].

Известно, что внешняя среда оказывает значительное влияние на износостойкость инструмента. В настоящее время существенные успехи достигнуты в разработке вопросов физико-химиче-

ского действия внешней среды при резании металлов [3, 4]. Однако эти работы посвящены в основном качественному анализу следов износа на контактных поверхностях инструмента при резании в различных смазочно-охлаждающих технологических средах (СОТС). Вопросы влияния внешней среды на структурные превращения, происходящие в материале инструмента на микро- и субмикроруровне при резании, остаются недостаточно изученными. Их решение позволит найти пути повышения эффективности применяемых при резании СОТС и повысить точность прогнозирования интенсивности изнашивания режущего инструмента.

Целью данной работы является разработка математической модели трибоокислительного изнашивания режущего инструмента. Многочисленные работы показали, что контактные слои режущего инструмента из любого инструментального материала (быстрорежущая сталь, твердый

сплав, минералокерамика) в процессе резания активно взаимодействуют с кислородом внешней среды. Свойства материала влияют на глубину проникновения кислорода (у быстрорежущей стали она максимальна, у минералокерамики — минимальна), причем в зависимости от применяемых режимов окислительные процессы в контактных слоях инструмента могут оказывать как положительное, так и отрицательное влияние.

Для изучения влияния воздушной среды на изнашивание режущего инструмента проводили резание в специальной вакуумной камере с остаточным давлением 13,3 Па. В качестве СОТС применяли индустриальное масло И-12А и 5 %-ную водную эмульсию Укринол-1. Рентгеноструктурные исследования проводили на дифрактометре "Дрон-4" с использованием $FeK\alpha$ -излучения, электронно-микроскопические — на микроскопах Tesla BS 300 и УЭМВ-600, микронзондовый анализ — на микроанализаторе Camebax. Предварительные исследования показали, что весь интервал применяемых скоростей резания по видам отказа инструмента можно разделить на два диапазона. Первый диапазон — $v < 40$ м/мин ($s = 0,3$ мм/об) и $v < 60$ м/мин ($s = 0,1$ мм/об), в котором регламентирующими являются процессы нормального изнашивания задней поверхности инструмента. Второй диапазон — $v > 40$ м/мин ($s = 0,3$ мм/об) и $v > 60$ м/мин ($s = 0,1$ мм/об). В этом случае отказ инструмента вызван потерей формоустойчивости и пластическим разрушением режущего клина инструмента.

Стойкостные испытания показали сложное влияние среды на работоспособность инструмента из быстрорежущей стали (рис. 1). В первом диапазоне скоростей резания в вакуумной камере стойкость инструмента повышается в 1,5 раза по сравнению с обработкой на воздухе; во втором

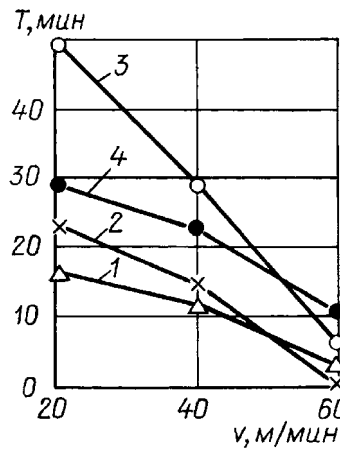


Рис. 1. Зависимости стойкости T инструмента от скорости v резания при обработке всухую (1), в вакууме (2), в масле И-12А (3), в Укринол-1 (4): Р6М5 — сталь 45; $S = 0,3$ мм/об; $t = 1$ мм

диапазоне скоростей, наоборот, уменьшается в 1,5–2 раза. Применение различных СОТС позволяет значительно повысить стойкость быстрорежущего инструмента. Однако сравнительная эффективность различных СОТС при резании с разными скоростями различна. В первом диапазоне скоростей резания применение в качестве СОТС масла И-12А более эффективно, чем водной эмульсии Укринол-1. Во втором диапазоне при применении водных СОТС стойкость инструмента повышается в 1,5–2 раза по сравнению с использованием масляных СОТС.

Изучение температурных полей в режущем клине инструмента показало, что уровень температур, возникающих в контактных объемах инструмента при резании в среде масляных и водных СОТС, практически одинаков [5]. Поэтому температурный фактор не является в этом случае решающим при сравнении эффективности СОТС.

Механизм влияния внешней среды на износостойкость изучали при исследовании ее влияния на структурные превращения в контактных слоях инструмента при резании, так как известно [2, 6, 7], что износ следует рассматривать как конечный результат, которому предшествуют

структурные изменения в поверхностных и подповерхностных слоях режущей части инструмента. Согласно трехуровневой структуре трибосистемы [8] изучали структурные изменения на микро- и субмикроуровнях. С помощью рентгеноструктурного анализа установлено наличие окислов железа на контактных поверхностях инструмента после резания на воздухе, что свидетельствует об интенсификации окисления контактных поверхностей.

Данные микронзондового анализа свидетельствуют о том, что в процессе резания кислород проникает в глубь режущего клина инструмента. После резания в контактных областях режущего клина на глубине $30 \div 50$ мкм от рабочих поверхностей наблюдается повышенное содержание кислорода. В шлифах-эталонах, изготовленных до резания, повышенной концентрации кислорода не наблюдалось. Изменения концентрации азота в режущем клине инструмента не обнаружено. Результаты микронзондового анализа свидетельствуют об объемном насыщении контактных объемов режущего инструмента кислородом в процессе резания в кислородосодержащей среде. Азот из воздушной среды не оказывает заметного влияния на структурные изменения в инструменте при резании. Более ранние исследования [6, 7] эволюции структуры и свойств контактных поверхностей при трении металлов подтверждают преобладающую роль кислорода в образовании вторичных структур.

Изучение динамики развития дислокационной структуры за период стойкости при резании на скоростях, соответствующих первому диапазону, показало, что обработка в вакуумной камере и в среде различных СОТС не меняет характера эволюции субструктуры контактных слоев инструмента. Как и при резании на воздухе, происходит ее трансформация до образования фрагментированной структуры с высокоугловыми

границами межзеренного типа, которая присутствует в контактных слоях инструмента в течение всего периода нормального изнашивания. Как известно [2], образование такой структуры повышает сдвиговую устойчивость локальных слоев инструментального материала, и ее образование наблюдается в период минимальной интенсивности изнашивания.

Однако исследования показали, что различные СОТС по-разному влияют на образующуюся фрагментированную структуру контактных слоев инструмента при резании: в среде масла И-12А межзеренные границы фрагментов имеют четкий контур (рис. 2, а), при обработке с водными СОТС фрагментированная структура теряет четкость границ — они становятся размытыми (рис. 2, б). Анализ микроэлектронных фотографий показал в районе границ фрагментов, образующихся при резании в среде водных СОТС, большую концентрацию микротрещин (рис. 2, в).

При высоких скоростях резания во всех применяемых средах образования высокоугловой фрагментированной структуры не наблюдается. Это связано с воздействием температурного фактора, активирующего диффузионный механизм движения дислокаций.

В работе изучалась физико-химическая природа изнашивания упрочненного инструмента. Согласно работе [9] упрочненный инструмент представляет собой износостойкий комплекс, на работоспособность которого оказывают влияние многие факторы. Проведенными исследованиями [2, 10] установлено решающее влияние контактных слоев быстрорежущей основы на работоспособность упрочненного режущего инструмента и эффективность методов предварительного упрочнения.

Результаты рентгеноструктурного и электронно-микроскопического анализов свидетельствуют о том, что энергетическое воздействие при упрочнении или нанесении покрытий приводит к

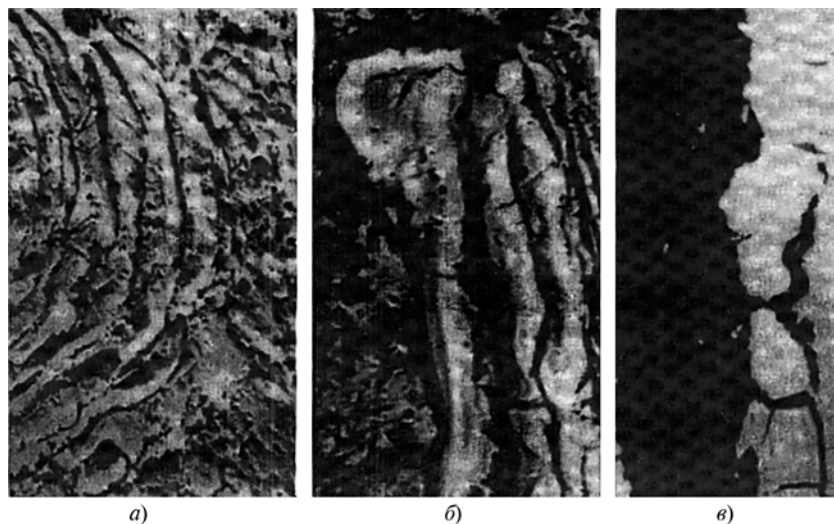


Рис. 2. Влияние СОТС на дислокационную структуру поверхностного слоя инструмента:

а) И-12А ($\times 36 \cdot 10^3$); б) Укринол-1 ($\times 36 \cdot 10^3$); в) Укринол-1 ($\times 150 \cdot 10^3$)

формированию в приконтактных слоях инструментальной основы дислокационных структур более высокого типа, чем хаотически распределенные дислокационные скопления, наблюдаемые после заточки перед упрочнением. При резании на низких и средних скоростях в контактных слоях инструментальной матрицы в период приработки происходит образование фрагментированной структуры с высокоугловыми границами межзеренного типа, которая, как и при резании эталонным быстрорежущим инструментом, наблюдается в течение всего периода нормального изнашивания. С помощью электронно-микроскопического анализа установлено наличие полос скольжения в фазовых составляющих инструментальной матрицы.

С повышением скорости резания в инструментальной основе наблюдается лишь частичное образование высокоугловой фрагментированной структуры. На высоких скоростях резания данная структура не образуется и, как в случае резания неупрочненным инструментом, на зависимости "фаска износа—время резания" отсутствует участок нормального изнашивания. В этом случае наблюдается пластическая посадка режущего клина упрочненного инструмента.

Микрондовый анализ шлифов сечений в главной секущей плоскости изношенных режущих пластин, прошедших предварительное упрочнение, показал, что в процессе резания контактные слои матрицы упрочненного инструмента насыщаются кислородом. Поверхностный упрочненный слой или износостойкое покрытие замедляет, но не предотвращает процессы трибоокисления инструментальной матрицы при резании. Проведенные исследования показали тесную прямую связь между эффективностью различных методов предварительного упрочнения и способностью получаемых этими методами защитных слоев снижать интенсивность трибоокисления в контактных слоях инструмента при резании на режимах нормального изнашивания.

Сравнительные стойкостные испытания в вакуумной камере и в среде различных СОТС показали, что влияние внешней среды на работоспособность упрочненного инструмента аналогично ее влиянию при использовании эталонного быстрорежущего инструмента. При резании на скоростях первого диапазона более эффективны среды, ограничивающие поступление кислорода воздуха в зону резания. При высоких скоростях наибольшая стойкость достигается в среде, обогащенной кислородом. Анализ

сравнительных стойкостных испытаний с применением различных СОТС свидетельствует о чрезвычайно перспективном применении упрочненного инструмента и эффективных СОТС. Такое использование позволяет увеличить износостойкость в 6—8 раз по сравнению с использованием эталонного инструмента из быстрорежущей стали без упрочнения при резании без СОТС. Однако при использовании упрочненного инструмента эффективность промышленных СОТС резко падает.

Представленные экспериментальные данные свидетельствуют о том, что в процессе резания происходит эволюция структуры контактных слоев инструмента на микро- и субмикроруровне, которые оказывают решающее влияние на изнашивание и разрушение. Высокие температуры и большие локальные нагрузки, действующие в зоне контакта, обуславливают переход в особое активное состояние рабочих поверхностей инструмента. В этих условиях происходит их активное взаимодействие с внешней средой. Важным компонентом среды является кислород, именно в результате взаимодействия с ним и происходит окисление контактных поверхностей инструмента.

Одновременно с окислением в процессе резания на скоростях, соответствующих первому диапазону, происходит трансформация дислокационной структуры до образования фрагментов. Активное взаимодействие с кислородом при резании способствует окислению межзеренных границ, их охрупчиванию и вырыву локальных объемов инструментального материала. В этих условиях ограничение поступления кислорода в зону резания способствует повышению износостойкости инструмента. Поэтому применение в качестве СОТС индустриального масла, блокирующего поступление кислорода, более эффективно, чем использование кислородосодержащей водной СОТС Укринол-1.

При резании на скоростях, соответствующих второму диапазону, процессы, протекающие в контактных слоях инструмента, определяются в первую очередь температурным фактором и, следовательно, высокой подвижностью дислокаций. Это препятствует образованию развитой дислокационной структуры. Регламентирующим в этом случае является пластическое разрушение инструмента, обусловленное потерей формоустойчивости режущего клина. Согласно работе [11], последнее происходит в результате развития процессов динамической рекристаллизации и микроползучести. Анализ результатов проведенных исследований показал, что наличие кислородосодержащего слоя в режущем клине инструмента замедляет процессы, приводящие к потере формоустойчивости. Поэтому применение кислородосодержащих СОТС, интенсифицируя процессы трибоокисления контактных слоев инструмента, приводит к повышению его износостойкости на данных режимах.

Для прогнозирования и расчета износа необходимо учитывать непостоянство трибоокислительных процессов, происходящих в контактных слоях инструмента, а именно непостоянство коэффициентов диффузии. Впервые частные решения подобной задачи были даны Т. Н. Лоладзе [12], однако в его интерпретации основное внимание уделялось диффузии атомов углерода с образованием карбидных соединений железа. Он предложил классическую модель диффузии, использующую уравнения диффузии, составленные на основе законов Фика:

$$\begin{cases} q = -D\partial c/\partial x \\ \partial c/\partial t = D\partial^2 c/\partial x^2, \end{cases} \quad (1)$$

где q — скорость диффузионного потока; D — коэффициент диффузии; c — концентрация вещества; t — время резания.

Если допустить, что поступление вещества на границу раздела фаз ($x = 0$) неизменно во вре-

мени (а в случае с кислородом воздуха именно это обстоятельство и имеет место), то граничными условиями будут: $c(0, t) = c_0$; $c(x, 0) = 0$.

С учетом этих условий, уравнение, определяющее концентрацию c в точке x в момент времени t будет иметь вид:

$$c(x, t) = \frac{c_0}{\sqrt{\pi Dt}} \int_0^\infty \exp\left[-\frac{(x-x')^2}{4Dt}\right] dx'.$$

В условиях современного развития средств вычислительной техники актуально и уместно рассмотреть поставленную задачу в рамках многофакторной, т. е. с учетом зависимости коэффициента диффузии от ряда факторов. В первую очередь — это зависимость от температуры. В представлении Лоладзе дается эмпирическая формула такой зависимости в виде:

$$D(T) = D_0 \exp(-Q/RT).$$

В этой формуле учтен также важный параметр Q — энергия активации диффузионного процесса. С ней связывается понятие разрыхления кристаллической решетки, которое заключается в ослаблении межатомных связей и, как следствие, увеличении возможности отрыва и миграции атомов от своих положений равновесия. Следует отметить, что диффузионные процессы (в частности атомов кислорода) в поверхностном слое режущего инструмента ранее либо рассматривались в предположении постоянства коэффициента диффузии без учета температурного поля, возникающего в материале, либо производился расчет температурного поля без применения его к процессу диффузии. При имеющихся современных средствах вычислений (к которым, в частности, следует отнести искусственные нейронные сети) предоставляется возможность рассмотрения этой задачи комплексно с учетом необходимого количества влияю-

щих факторов (температуры, концентрации и давления в зоне резания, скорости образования оксидных пленок и т. д.).

В настоящей работе предлагается рассмотрение математической модели диффузии кислорода, которая учитывает непостоянство коэффициента диффузии. Общее уравнение, описывающее диффузионный процесс, в этом случае будет иметь вид:

$$\frac{\partial c}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(D \frac{\partial c}{\partial x} \right). \quad (2)$$

Продифференцируем правую часть общего уравнения диффузии (2):

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(D \frac{\partial c}{\partial x} \right) = \frac{\partial D}{\partial x} \frac{\partial c}{\partial x} + D \frac{\partial^2 c}{\partial x^2}.$$

Из физических соображений разумно предположить, что с увеличением концентрации диффундирующего вещества значение коэффициента диффузии уменьшается ввиду химических процессов окисления и физического заполнения межузловых полостей кристаллической решетки. С учетом этого значение скорости изменения коэффициента диффузии на расстоянии x от поверхности режущего инструмента составит

$$\frac{\partial D(c)}{\partial x} = p(c)c(x)^{-k}, \quad (3)$$

где k — показатель степени, рассчитанный по экспериментальным данным, сейчас его точное значение устанавливается на основе работы [16]; $p(c)$ — весовой коэффициент, уравнивающий размерности левой и правой частей равенства (3) и зависящий от концентрации.

Под концентрацией будем понимать безразмерную величину проникшего вещества, приведенную в единице длины. В данном случае это будет количество атомов проникшего в материал кислорода, а весовой коэффициент по размерности окажется равным скорости $[p(c) = [M]/[c]]$. После интегрирования уравнения (3) получим: $D(c) = \int p(c)c(x)^{-k} dx$.

В частном случае, когда скорость диффузии совпадает со скоростью потока диффундирующего вещества ($p(c) = q$), после подстановки в уравнение (3) выражения первого закона Фика из системы (1) получим:

$$\frac{\partial D(c)}{\partial x} = -D(c)c(x)^{-k} \frac{\partial c}{\partial x}. \quad (4)$$

Уравнение (4) можно проинтегрировать явно, разделив переменные, тогда аналитическая зависимость коэффициента диффузии примет вид:

$$D(c) = D_0 \exp\left(\frac{c^{1-k}}{k-1}\right).$$

Другой существенной особенностью предложенной математической модели являются граничные условия. Традиционно считается, что концентрация диффундирующего вещества (кислорода) на поверхности является величиной постоянной, т. е. $c(0, t) = c_0$.

С одной стороны это вполне оправданно, поскольку кислород на поверхность поступает из атмосферы и его диффузионный расход несущественен. Графически такая зависимость представлена на рис. 3, а. С другой стороны, как показывают экспериментальные исследования, проникновение кислорода в глубь поверхностного слоя осуществляется по другой схеме (рис. 3, б). Такой ситуации соответствует постоянство потока вещества через поверхностный слой. Отсюда вытекает, что для диффузии кислорода через поверхностный слой необходимо наличие в нем дефектов (дыр, трещин).

После выполненных подстановок математическая модель процесса диффузии для общего случая будет иметь вид:

$$\begin{cases} \frac{\partial c}{\partial t} = p(c)c(x)^{-k} \frac{\partial c}{\partial x} + D(c, T) \frac{\partial^2 c}{\partial x^2}; \\ D(c, T) = D_0 \exp\left(-\frac{Q}{RT}\right) \int c(x)^{-k} dx; \\ \left. \frac{dc}{dx} \right|_{(0, t)} = q = \text{const}, c(\infty, t) = 0; \\ c(x, 0) = 0. \end{cases}$$

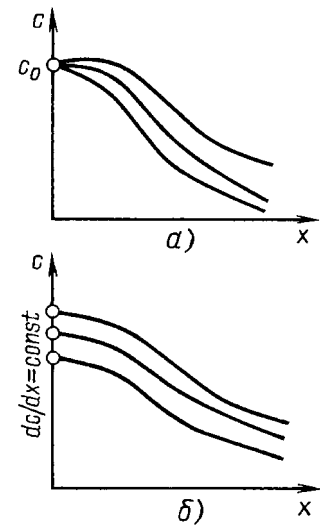


Рис. 3 Зависимости концентрации c вещества от глубины x его диффузии: а — при $c = \text{const}$; б — при $dc/dx = \text{const}$

Асимптотическое аналитическое решение можно получить, используя, например, методы, изложенные в работе [141]. При современных методах решения дифференциальных уравнений с использованием нейросетевого программирования коэффициент диффузии можно рассматривать как зависящий от большого числа влияющих внешних факторов: $D = f(c, T, p, \dots)$.

Проведенные исследования позволяют понять механизм влияния внешней среды на изнашивание инструмента из быстрорежущей стали. При резании в результате взаимодействия с внешней средой в контактных слоях инструмента протекают трибоокислительные процессы. Их влияние определяет регламентирующий вид отказа инструмента. При скоростях, на которых инструмент выходит из строя в результате нормального изнашивания, кислород воздуха, адсорбируясь на контактных поверхностях по границам субзерен, разрушает их, интенсифицируя тем самым его изнашивание. С повышением скорости резания, когда доминирующими становятся процессы пластического разрушения режущего клина, наличие кислородосодержащего слоя, образующегося в инструменте вследствие механохимического взаимо-

Механизм процесса засаливания шлифовальных кругов

Изложены основные принципы образования засаленного слоя на поверхности шлифовальных кругов. Рассмотрены теории образования сложных гетерогенных систем на основании термодинамики поверхностных явлений на границе раздела фаз и электронами проводимости в металле по квантовой статистике Ферми—Дирака, позволяющие создать математическую модель образования засаленного слоя.

Предложен новый подход к проблеме засаливания с учетом атомно-молекулярных взаимодействий в промежуточном слое между контактирующими поверхностями шлифовального круга и обрабатываемой детали. Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований засаливания шлифовальных кругов на металлической связке. Предложены методика и теоретический расчет величины засаленного слоя алмазного круга.

The basic principles of glazing layer forming on the grinding wheels surface are presented. Theories of complicate heterogeneous systems forming based on the thermodynamics of surface effects on the interface of phases and conduction electrons in the metal in accordance with Fermi—Dirac statistics allowing create the mathematical model of the glazing layer forming are considered. A new approach to the glazing problem subject to atomic-molecular interactions in intermediate layer between the contacted surfaces of grinding wheel and a work piece is proposed. Results of theoretical and experimental investigations of glazing of grinding wheels on the metal couplant are presented. The theoretical calculation technique of glazing layer thickness of diamond wheel is proposed.

Потеря режущей способности шлифовальных кругов может быть вызвана различными причинами [1], одна из них — интенсивное засаливание. Алмаз-

ные круги на основе металлических связок при шлифовании без СОЖ засаливаются за несколько минут, полностью теряя свою работоспособность [2, 3].

Основная причина засаливания связана с забиением мелкодисперсными частицами пор между абразивными зёрнами и связкой с образованием спрессованного слоя, закрывающего выступающие зёрна [4]. Засаливание начинается с образования на зёрнах наростов [5, 6]. При этом соединение образуется в три этапа [6, 7]:

- 1) сближение соединяемых объектов (физический контакт);
- 2) активация контактирующих поверхностей (образование активных центров);
- 3) объемное взаимодействие.

В работах [4, 5] отмечается, что выступы и впадины субмикрпрофиля поверхности абразивного зёрна являются первичными очагами засаливания — адгезии частиц металла к абразивным зёрнам. Сначала происходит локальное схватывание активированного (нагретого до высоких температур и пластически деформированного) металла и выступов субмикрпрофиля. Затем одновременно с адгезией металла к абразивным зёрнам происходит адгезия частиц металла к металлу, налипшему на абразивное зёрно. Далее вследствие адгезии металлом заполняются впадины субмикрпрофиля абразивных зёрен, а затем вся их рабочая поверхность покрывается металлом. То, что адгезия является основной причиной засаливания, отражено в работах [2, 8, 9], однако авторы данных работ отмечают,

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 57)

действия с внешней средой при резании, замедляет процессы, приводящие к потере формоустойчивости, и способствует повышению работоспособности инструмента.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Якубов Ф. Я.** Энергетические соотношения процесса механической обработки металлов. Ташкент: ФАН, 1985.
2. **Беккер М. С., Куликов М. Ю., Егорычева Е. В.** Физическая модель изнашивания инструмента из быстрорежущей стали // Вестник машиностроения. 1997. № 8. С. 41—44.
3. **Латышев В. Н.** Повышение эффективности СОЖ. М.: Машиностроение, 1985.

4. **Технологические свойства новых СОЖ для обработки резанием** // Под ред. М. Клушина. М.: Машиностроение, 1979.
5. **Костецкий Б. И., Натансон М. Э., Вернадский Л. И.** Механохимические процессы при граничном трении. М.: Наука, 1972.
6. **Костецкий Б. И.** Эволюция структурного и фазового состояния и механизмы самоорганизации материалов при внешнем трении // Трение и износ. (14) 1993. № 4. С. 773—783.
7. **Ишлинский А. Ю., Крагельский И. В., Алексеев Н. М.** Проблемы изнашивания твердых тел в аспекте механики // Трение и износ. (7) 1986. № 4. С. 581—593.
8. **Верещака А. С.** Работоспособность режущего инструмента с износостойкими покрытиями. М.: Машиностроение, 1993.

10. **Кремнев Л. С., Синопальников В. А.** Изменение структуры и свойств в режущей части инструментов из быстрорежущих сталей в процессе непрерывного точения // Вестник машиностроения. 1974. № 5. С. 63—68.
11. **Куликов М. Ю., Стариков А. В., Егорычева Е. В.** Закономерности изнашивания упрочненного инструмента из быстрорежущей стали при резании // Вестник машиностроения. 1999. № 6. С. 30—34.
12. **Лоладзе Т. Н.** Прочность и износостойкость режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1982.
13. **Васин С. А., Верещака А. С., Кушнер В. С.** Резание материалов. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001.
14. **Ларькин Н. А., Новиков В. А., Яненко Н. Н.** Нелинейные уравнения переменного типа. Новосибирск: Наука, 1983.

что чисто механический подход к засаливанию шлифовальных кругов не позволяет раскрыть сущность механизма данного процесса — он происходит на границе раздела твердых фаз [10, 11].

Уиллард Гиббс, подробно исследовавший свойства поверхностей разрыва между различными телами, впервые предложил рассматривать поверхность как самостоятельную подсистему, отличную от разделяемых ею термодинамических фаз. Поверхностный слой, несмотря на очень малую толщину, представляет собой, согласно утверждению Гиббса, вполне определенную фазу, т. е. состояние вещества с определенными энергией, энтропией и другими термодинамическими показателями. Такой подход позволил Гиббсу создать теорию макроскопических поверхностных явлений на границе раздела фаз, что было чисто термодинамическим подходом в терминах поверхностной свободной энергии, углов смачивания и адсорбции. При этом явления микроскопических процессов, происходящих в поверхностном слое, остались незатронутыми, поскольку для термодинамики они несущественны.

При описании термодинамических поверхностных явлений на границе двух фаз за поверхностный слой (промежуточная фаза) принят участок, границы которого находятся по обе стороны от линии раздела фаз на некотором расстоянии. За пределами этого участка свойства не отличаются от свойств объемных фаз. Практически вся поверхностная энергия сосредоточена в поверхностном слое толщиной в несколько ангстрем [12].

Теоретически возможны два подхода. Уиллард Гиббс предложил все изменения термодинамических параметров, происходящие в поверхностном слое, рассматривать в сравнении с параметрами объемной фазы относительно разделяющей поверхности, не имеющей объема или толщины (метод избыточных величин Гиббса). При таком подходе поверхность характеризуется избыточными термодинамическими параметрами, непосредственно отражающими проявление поверхностной энергии. Объемные фазы считаются однородными вплоть до разделяющей поверхности. По методу избыточных величин Гиббса энергия системы равна сумме энергий G_1 и G_2 объемных фаз и поверхностной энергии Гиббса σS , являющейся избыточной (рис. 1, I): $G = G_1 + G_2 + \sigma S$, где σ — поверхностное натяжение; S — площадь поверхности.

При таком подходе нет необходимости определять границы поверхностного слоя. Данный метод оперирует избыточными параметрами, что упрощает математические выражения, несмотря на то, что они зависят от положения разделяющей поверхности.

По методу слоя конечной толщины рассматривается поверхностный слой определенного размера (рис. 1, II). При этом термодинамические параметры включают в себя как поверхностную энергию σS , так и энергию слоя $G_{\text{сл}}^v$, имеющего те же свойства, что и объемные фазы ($G_{\text{сл}} = \delta S + G_{\text{сл}}^v$). Гра-

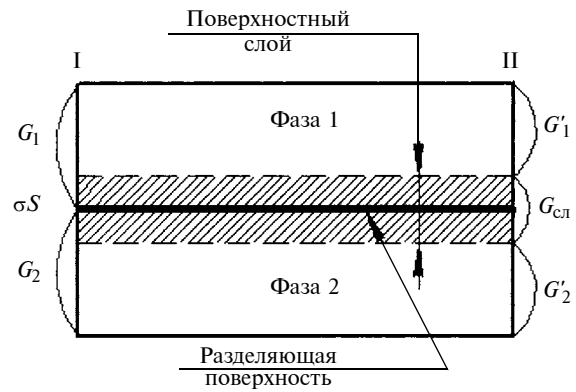


Рис. 1. К определению термодинамических параметров:
I — по методу избыточных величин Гиббса; II — по методу слоя конечной толщины

ницы объемных фаз совпадают с границами поверхностного слоя. Энергия Гиббса по методу слоя конечной толщины определяется выражением $G = G_1' + G_2' + G_{\text{сл}} = G_1' + G_2' + G_{\text{сл}}^v + \sigma S$, где G_1' , G_2' — энергия Гиббса соответственно фаз 1 и 2 до границы поверхностного слоя.

Аналогичный подход можно применить к описанию процесса шлифования, объясняя процесс засаливания шлифовального круга. Если в качестве фазы 1 рассматривать шлифовальный круг, а в качестве фазы 2 — обрабатываемую деталь, то слой засаливания будет соответствовать поверхностному слою. Очевидно, что засаливание будет зависеть не только от термодинамических параметров, но и от атомно-молекулярных связей, формирующих структуру взаимодействующих материалов.

Равновесие в гетерогенных системах возможно только при условии положительной энергии Гиббса образования поверхности. Так как молекулы жидкости или твердого тела, находящиеся на поверхности, обладают большей энергией, чем молекулы, находящиеся внутри конденсированных фаз, поверхностную энергию будем рассматривать как избыток энергии, приходящейся на единицу поверхности. Атомы и молекулы поверхностного слоя в результате разрыва связей обладают большей потенциальной энергией. Увеличение площади поверхности приводит к увеличению числа атомов и молекул в системе. Таким образом, увеличение площади поверхности обуславливает работу, необходимую для разрыва межмолекулярных и межатомных связей, следовательно, уменьшение площади поверхности должно осуществляться самопроизвольно, так как сопровождается уменьшением энергии Гиббса.

Изменение энергии Гиббса можно выразить через удельную поверхность G_s , Гиббса: $G = G_s s$ или $dG = d(G, s)$, тогда

$$\sigma = (\partial G / \partial s) = G_s + s(\partial G_s / \partial s). \quad (1)$$

Для отдельных веществ $(\partial G_s / \partial s) = 0$. Это означает, что поверхностное натяжение отдельных веществ равно удельной энергии Гиббса, т. е. G . Для

растворов $\partial G_s/\partial s \neq 0$, поэтому поверхностное натяжение определяется уравнением (1).

Поверхностное натяжение связано с работой, расходуемой на разрыв межмолекулярных связей в контактной поверхности между фазами. Чем сильнее межмолекулярные связи в теле, тем больше поверхностное натяжение.

В твердом теле силы межмолекулярных и межатомных взаимодействий больше, чем силы взаимодействия в теле в жидком состоянии. Их разница соответствует энтальпии плавления (затвердевания). Соответственно твердые тела обладают бóльшим поверхностным натяжением и бóльшей удельной поверхностной энергией. Как правило, значения этих показателей на 10÷15 % больше значений этих показателей для жидкости (расплава). Такими же, как у твердого тела, значениями характеризуется межфазовое натяжение на границе твердого тела с его расплавом.

Состав и структура твердых поверхностей зависят от условий их образования и последующей обработки. Так, поверхности оксидов в момент образования проявляют более высокую химическую активность, чем после выдерживания на воздухе, особенно при высоких температурах.

В результате адсорбции происходит перераспределение компонентов между объемными фазами и поверхностным слоем, что влечет за собой изменение химических потенциалов в системе. Поэтому этот процесс можно рассматривать как переход поверхностной энергии в химическую [12]. Связь между энергией Гиббса и химическим потенциалом имеет вид: $\mu_i = (\partial G/\partial N_i)_{p, T, N_j \neq i}$, где G — свободная энергия Гиббса; p — давление; T — температура; $N_j \neq i$ — число молей всех компонентов системы, за исключением компонента i .

Если компонент i представлен заряженными частицами, то показатели, характеризующие его состояние в системе, кроме состава, давления и температуры, зависят также от электрического поля. Поэтому для описания поведения заряженных частиц в системе вводят электрохимическую свободную энергию Гиббса \bar{G} , полный дифференциал которой определяется выражением

$$d\bar{G} = -SdT + VdP + \sum_i \mu_i dN_i + F \sum_i z_i \varphi dN_i, \quad (2)$$

где S — энтропия; V — объем системы; φ — электрический потенциал в той части системы, где находятся частицы (компонента i); z_i — заряд частиц (компонент i) с учетом знака; F — постоянная Фарадея.

Аналогично химическому потенциалу электрохимический потенциал заряженных частиц i определяется производной от \bar{G} по числу молей данного элемента [13]:

$$\bar{\mu}_i = (\partial \bar{G}/\partial N_i)_{p, T, N_j \neq i}. \quad (3)$$

Из уравнений (2) и (3) следует: $\bar{\mu}_i = \mu_i + z_i F \varphi$. При исследовании явлений на границах раздела

фаз для показателей $-\bar{\mu}_i$, μ , φ указывают, к какой фазе они относятся, используя верхний индекс, например для фазы α : $\bar{\mu}_i^\alpha = \mu_i^\alpha + z_i F \varphi^\alpha$. Показатель φ^α соответствует, как правило, принятому определению потенциала как работы перенесения заряда.

Экспериментально можно определить работу перенесения только реальной частицы (электрона, иона), поэтому можно определить или электрохимический потенциал, или разность электрохимических потенциалов, относящихся к фазам α и β : $\bar{\mu}_i^\beta - \bar{\mu}_i^\alpha = [\mu_i^\beta - \mu_i^\alpha] + (\varphi^\beta - \varphi^\alpha) z_i F$.

Граница раздела двух разных металлов. При установлении равновесия на границе двух металлов M_1 и M_2 происходит выравнивание электрохимических потенциалов электронов: $e(M_1) \leftrightarrow e(M_2)$. Условие равновесия имеет вид: $\bar{\mu}_e(M_1) = \bar{\mu}_e(M_2)$ или $\mu_e(M_1) - F\varphi(M_1) = \mu_e(M_2) - F\varphi(M_2)$, откуда имеем:

$$\Delta_{M_1}^{M_2} \varphi = \varphi(M_2) - \varphi(M_1) = (\mu_e(M_2) - \mu_e(M_1))/F.$$

Таким образом, в условиях равновесия работа перенесения электронов из одного металла в другой отлична от нуля, поскольку химические потенциалы электрона в различных металлах неодинаковы.

При шлифовании происходит сьем материала в виде мельчайших частиц, которые в свою очередь являются носителями зарядов.

При диспергировании под действием внешних сил конденсированное вещество сначала претерпевает объемное деформирование (упругое и пластическое) и только после этого при определенном механическом усилии разрушается. Работу, необходимую для диспергирования, можно разделить на две составляющие: одна расходуется на объемное деформирование тела, другая на образование новых поверхностей [12].

Работа упругого и пластического деформирования пропорциональна объему тела: $W_{\text{деф}} = k_1 V$, где k_1 — коэффициент пропорциональности, равен работе объемного деформирования единицы объема; V — объем тела.

Работа образования новой поверхности при диспергировании пропорциональна приращению поверхности: $W_{\text{пов}} = \sigma \Delta S$, где σ — энергия образования единицы поверхности (поверхностное натяжение); ΔS — приращение поверхности (площадь образовавшейся поверхности).

Полная работа, затрачиваемая на диспергирование, выражается уравнением Ребиндера: $W = W_{\text{деф}} + W_{\text{пов}} = k_1 V + \sigma \Delta S$.

Если линейный размер тела d , то $V \approx d^3$, $S \approx d^2$, тогда

$$W = k_1 d^3 + k_2 \sigma d^2 = d^2(k_1 d + k_2 \sigma), \quad (4)$$

где k_2 — коэффициент пропорциональности, зависящий от формы частиц.

Из выражения (4) следует, что при больших размерах тела (больше d) можно пренебречь работой образования поверхности, тогда: $W = k_1 d^3$, т. е. полная работа диспергирования определяется только работой упругого и пластического деформирования. При малых значениях d , составляющих $1 \div 3$ мкм, при шлифовании можно пренебречь работой объемного деформирования, тогда: $W = k_2 \sigma d^2$, т. е. полная работа диспергирования определяется работой образования новой поверхности, которая расходуется на преодоление когезионных сил.

Поверхность твердого тела в отличие от поверхности жидкости в течение долгого времени может оставаться такой же, какой она была в момент образования. Так, среднее время жизни молекулы воды на поверхности составляет около 10^{-7} с, а для тугоплавкого вольфрама при нормальной температуре время жизни атомов на поверхности составляет около 10^{32} с.

Для дисперсных твердых тел удобно использовать понятие удельной поверхности, которая определяется выражением

$$S_{уд} = S_{1,2}/V_d, \quad (5)$$

где $S_{1,2}$ — площадь поверхности между фазами; V_d — объем дисперсной фазы.

Формула (5) справедлива для систем с частицами как разных размеров, так и одинаковых. Тогда для систем:

с кубическими частицами с ребром l :

$$S_{уд} = S_{1,2}/V_d = 6l^2/l^3 = 6/l;$$

со сферическими частицами диаметром d :

$$S_{уд} = S_{1,2}/V_d = \pi d^2/(1/6\pi d^3) = 6/d.$$

Или в общем виде: $S_{уд} = k/a = kD$, где k — коэффициент формы частиц; a — размер частицы; D — дисперсность системы.

Если удельную поверхность отнести к массе m дисперсной фазы (дисперсной среды), то необходимо учитывать плотность ρ вещества: $S_{уд} = S_{1,2}/m = S_{1,2}/(V_{др}\rho)$. При дроблении и измельчении тел удельная поверхность достигает больших значений. Так, при дроблении тела объемом 1 см^3 на равновеликие кубы с ребром 10^{-4} см число частиц составит 10^{12} , при этом удельная поверхность будет: $S_{уд} = 6 \cdot 10^4 \text{ см}^2/\text{см}^3$.

В процессе диспергирования веществ частица может получить электрический заряд, если она, отрываясь, захватывает заряд с поверхности макротела. Схожесть частиц и ионов по химическому свойству и возникший потенциал на межфазной границе приводят к тому, что частицы неодинаково адсорбируют, противоположно заряженные ионы и средний их заряд в системе отличен от нуля.

Частицы разных размеров обладают неодинаковыми химическими потенциалами, что создает движущую силу переноса вещества от мелких частиц к

более крупным. Это ведет к исчезновению мелких частиц, уменьшению средней дисперсности (удельной поверхности), снижению энергии Гиббса.

Устойчивость дисперсных систем и коагуляция непосредственно отражают взаимодействие частиц. В основе этих взаимодействий лежит соотношение сил притяжения и сил отталкивания частиц. Существует мнение о том, что природа сил притяжения обусловлена межмолекулярными Ван-дер-Ваальсовыми силами. Силы же отталкивания между частицами могут иметь различную природу. Они зависят от дисперсности частиц и вещества [12].

Предложено несколько теорий устойчивости и коагуляции дисперсных систем. Однако признание получила только теория, учитывающая электростатическую составляющую сил взаимодействия (отталкивание) и молекулярную составляющую (притяжение). В общем виде данная теория была разработана Б. В. Дерягиным и Л. Д. Ландау (1937–1941 гг.), позднее развита голландскими учеными Фервеем и Овербеком. Данная теория была названа теорией ДЛФО (Дерягина—Ландау—Фервея—Овербека).

Сущность теории состоит в следующем. Если принять, что линейный размер частиц значительно больше толщины двойного электрического слоя, который образуется на поверхности частиц, то взаимодействие частиц можно рассматривать как взаимодействие двух плоских параллельных пластин (микрoконденсатор).

Общая энергия взаимодействия между двумя пластинами, приходящаяся на единицу их площади, определяется выражением $U = U_э + U_м$, где $U_э$ и $U_м$ — энергии соответственно электростатического отталкивания и молекулярного притяжения.

Каждую из этих энергий можно выразить как функцию от расстояния h между частицами (пластинами) (рис. 2).

Энергия отталкивания частиц определяется выражением

$$U_э(h) = 2\varepsilon_0\varepsilon\chi\varphi_\delta^2 e^{-\chi h}, \quad (6)$$

где φ_δ — потенциал диффузной части двойного электрического слоя (ДЭС); χ — величина, обратная толщине диффузной части ДЭС; $\varepsilon_0 = 8,854 \cdot 10^{-12} \text{ Кл}^2/(\text{Н} \cdot \text{м})$ — постоянная электрическая (абсолютная диэлектрическая проницаемость); ε — относительная диэлектрическая проницаемость.

Из выражения (6) следует, что энергия отталкивания частиц возрастает с уменьшением расстояния h между ними по экспоненциальному закону.

Зависимость энергии притяжения между частицами, полученная Гамакером, имеет вид:

$$U_м(h) = -A_{12}/12\pi h^2, \quad (7)$$

где $A_{12} = \pi^2 n^2 C$ — константа Гамакера, учитывающая природу взаимодействующих тел (C — константа, за-

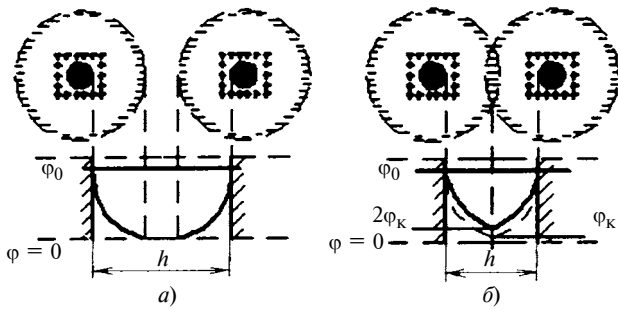


Рис. 2. Изменение электрического потенциала между двумя заряженными частицами (пластинами) при не перекрытых (а) и перекрытых (б) двойных электрических слоях частиц

висящая от природы взаимодействия тел; n — число молекул (атомов) в единице объема частицы).

Из уравнения (7) видно, что энергия притяжения пластин обратно пропорциональна квадрату расстояния между ними. Это указывает на то, что вследствие изменения расстояния энергия притяжения между частицами уменьшается значительно медленнее, чем энергия притяжения между молекулами (атомами), которая обратно пропорциональна расстоянию в шестой степени. Отсюда также следует, что частицы дисперсных систем взаимодействуют на больших расстояниях, чем молекулы (атомы).

Получив выражения для энергии отталкивания и энергии притяжения частиц, простым сложением найдем общую энергию взаимодействия между двумя параллельными пластинами (частицами), приходящуюся на единицу площади:

$$U(h) = 2\varepsilon_0\varepsilon\chi\varphi_0^2 e^{-\chi h} - A_{12}/(12\pi h^2).$$

Для сферических частиц при условии, что их радиус r значительно больше толщины $1/\chi$ диффузного слоя, выражение для энергии взаимодействия между частицами имеет вид: $U(h) = 2\varepsilon_0\varepsilon r\varphi_0^2 \ln[1 + \exp(-\chi h)] - Ar/(12h)$.

Согласно теории ДЛФО устойчивость и коагуляция дисперсных систем зависят от знака и величины общей потенциальной энергии взаимодействия частиц. Потенциальная энергия отталкивания $U_3(h)$ с увеличением расстояния уменьшается по экспоненциальному закону, а отрицательная энергия притяжения $U_M(h)$ обратно пропорциональна квадрату расстояния.

Между частицами при небольших расстояниях преобладает энергия притяжения, на средних расстояниях — энергия отталкивания. Взаимодействие имеет место на расстоянии сотен нанометров: энергия может составлять 10^{-2} Дж/м² и более.

По теории ДЛФО энергия притяжения между крупной частицей (пластиной) и мелкой (сферической) больше, чем энергия притяжения между двумя мелкими частицами. Теория ДЛФО объясняет

ускорение коагуляции в электрическом поле, вызывающей асимметрию ДЭС на частицах, на которых возникает индуцированный диполь, что обуславливает дальное действие. Это и ускоряет коагуляцию. Уровень потенциального барьера пропорционален радиусу частицы. Увеличение размеров частицы приводит к увеличению глубины вторичного энергетического минимума.

Однако данная теория не объясняет процессы теплопроводности и термоэлектронной эмиссии, так как не учитывает волновые свойства электронов, определяющие их поведение в решетке. Учет волновых свойств электронов приводит к замене распределения Максвелла, используемого в классической теории, на распределение Ферми—Дирака. Согласно статистике Ферми—Дирака электроны внутри металла могут двигаться свободно, но их выходу из металла препятствует потенциальный барьер — внутренний потенциал ε_i , т. е. электроны находятся в потенциальном "ящике". Это означает, что потенциальная энергия электрона вне металла больше, чем внутри металла, что и объясняет устойчивость электронов в металле [14].

Разность потенциальных энергий электронов, находящихся в металле, и электронов, не находящихся в нем, называется работой выхода электрона и обозначается A . Уровень (или энергия) Ферми ε_0 определяет концентрацию n свободных электронов

в металле: $n = \frac{8\pi}{3h^3} W_F^{3/2} (2m_e)^{3/2}$, где h — постоянная Планка; m_e — масса электрона;

$$W_F = \frac{h^2}{2m_e} \left(\frac{3n}{8\pi}\right)^{2/3} - \text{энергия Ферми.}$$

Уровни Ферми всех тел, составляющих систему, которая находится в термодинамическом равновесии, совпадают, что равнозначно выравниванию электрохимических потенциалов всех тел.

Внешнее поле приводит к такому распределению потенциалов, что вне поверхности значение потенциала уменьшается линейно. Поэтому на поверхности металла возникает потенциальный барьер. Из теории квантовой механики известно, что электрон может проникать сквозь такой барьер [14, 15]. Чем больше внешнее поле, тем уже становится барьер, и тем большее число электронов выходит из металла за 1 с. Очевидно, что этот показатель зависит от уровня первоначального потенциала относительно нулевой энергии, т. е. от $\varepsilon_i - \varepsilon_0$. Поэтому найденное экспериментально значение этого показателя позволило бы определить разность $\varepsilon_i - \varepsilon_0$. Однако это неосуществимо из-за мельчайших неоднородностей и примесей, находящихся на поверхности, которые изменяют потенциальные поля случайным образом: вблизи каждого крошечного выступа поле больше, чем средний градиент потенциала. Фактически электроны на-

чинают вырываться при значительно меньшей напряженности поля, чем это происходило бы при идеально гладкой поверхности.

Все электрические свойства межфазных поверхностей и процессы, протекающие в них, обусловлены наличием двойного электрического слоя на границе раздела фаз. Количественные связи между параметрами двойного электрического слоя определяются его строением. Строение двойного слоя впервые было представлено Гельмгольцем по аналогии с плоским конденсатором, согласно которому на границе соприкасающихся фаз заряды располагаются в виде двух рядов разноименных ионов. Толщина электрического слоя близка к атомным размерам, т. е. размерам сольватированных ионов. Потенциал слоя линейно снижается в его пределах до нуля [16]. Поверхностный заряд q определяется по теории плоского конденсатора:

$$q = \frac{\epsilon_0}{\delta} \varphi, \quad (8)$$

где $\epsilon_0 = 8,854 \cdot 10^{-12}$ Ф/м — электрическая постоянная; φ — электрический потенциал; δ — расстояние между обкладками конденсатора.

По квантовой статистике Ферми—Дирака электроны проводимости в металле (далее под металлом понимается металлический проводник) можно рассматривать как вырожденный идеальный Ферми-газ, находящийся в потенциальном "ящике" с плоским дном. Если принять, что вне незаряженного проводника потенциал электрического поля $\varphi = 0$, то внутри металла $\varphi > 0$, а "глубина" потенциального "ящика" равна $e\varphi$.

Электроны проводимости заполняют энергетические уровни, начиная со дна "ящика" ($W = -e\varphi$) и до уровня Ферми ($W = -e\varphi + \mu$), где μ — химический потенциал электрона в металле. Величина $(\mu - e\varphi)$ называется электрохимическим потенциалом электронов в металле, а уровень Ферми — уровнем электрохимического потенциала.

Работа A выхода электрона из металла отсчитывается от уровня Ферми: $A = e\varphi - \mu$. Рассмотрим два разнородных металла, отличающихся работами выхода (A_1 и A_2) и химическими потенциалами. Пусть $A_2 < A_1$ (рис. 3, а, б). У второго металла электронами заполнены более высокие энергетические уровни (см. рис. 3, б). Сначала металлы находятся на расстоянии, во много раз превышающем период кристаллических решеток. Если привести металлы в соприкосновение, то электроны проводимости частично перейдут из второго металла в первый. При этом выравниваются их электрохимические потенциалы: первый металл заряжается отрицательно, а второй — положительно. Одновременно происходит относительное смещение энергетических уровней электронов в контактирующих металлах. В металле, заряжающемся отрицательно,

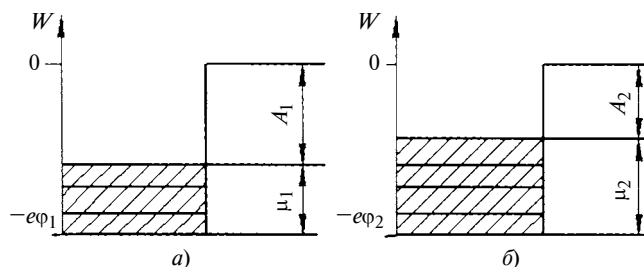


Рис. 3. Потенциалы разнородных металлов: а — первого, б — второго

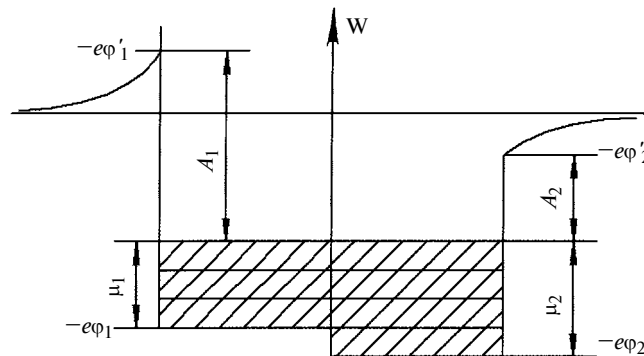


Рис. 4. Смещение энергетических уровней

все уровни смещаются вверх, а в металле, заряжающемся положительно, — вниз (рис. 4).

В состоянии равновесия электрохимические потенциалы выравниваются: $-e\varphi_1 + \mu_1 = -e\varphi_2 + \mu_2$. Разность $\varphi_1 - \varphi_2$ потенциалов контактирующих металлов называется внутренней контактной разностью потенциалов: $\varphi_1 - \varphi_2 = (\mu_1 - \mu_2)/e$. Изменение потенциалов от φ_1 до φ_2 происходит внутри очень тонкого контактного слоя толщиной δ .

Рассмотрим контактный слой как двойной электрический слой толщиной δ . Оценим возможное изменение концентрации носителей тока в контактном слое по сравнению с остальными объемами металлов. Разность потенциалов двух контактирующих поверхностей определяется выражением

$$\Delta\varphi = \frac{q}{c} = \frac{\sigma S}{c} = \frac{\sigma S}{\epsilon_0 S} \delta = \frac{\sigma}{\epsilon_0} \delta. \quad (9)$$

Здесь использованы формула связи заряда q с поверхностной плотностью σ и площадью S обкладок, а также формула емкости c для плоского конденсатора.

Из выражения (9) получим: $\sigma = \epsilon_0 \Delta\varphi / \delta$ при $\delta \approx 3 \cdot 10^{-10}$ м, $\Delta\varphi \approx 1$ В, $\sigma = 0,03$ Кл/м². Для получения заряда такой плотности необходимо, чтобы из одного металла в другой через единицу площади контакта перешло $\Delta n = (\sigma/e) \approx 2 \cdot 10^{17}$ м⁻² электронов. Однако при концентрации электронов проводимости в металле $n_0 \approx 10^{29}$ м⁻³ в контактном слое единичной площади находится $n = n_0 \delta \approx 3 \cdot 10^{19}$ м⁻², тогда $\Delta n/n = 1/150$. Это означает, что при контакте двух металлов в очень тонком контактном слое

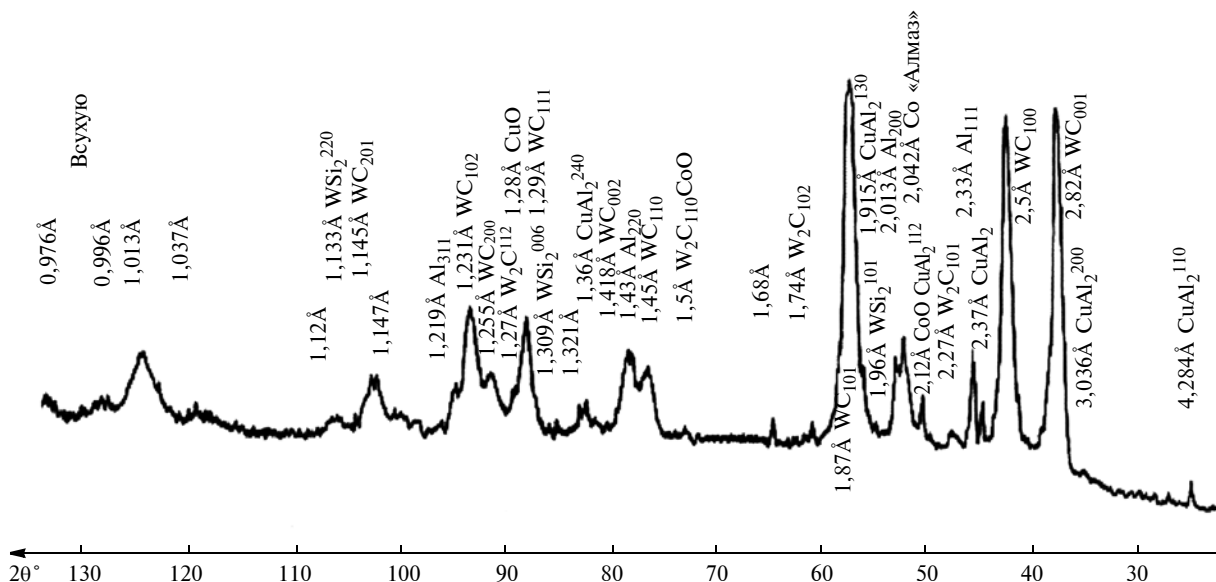


Рис. 5. Рентгенограмма поверхности алмазного круга АСВ 125/100 МО13-100 после шлифования твердого сплава ВК8

происходит незначительное изменение концентрации n_0 электронов по сравнению с остальными объемами металлов. Следовательно, удельная электрическая проводимость γ контакта двух металлов и удельное сопротивление ρ контакта не отличаются от соответствующих показателей самих металлов.

Все вышеизложенное рассматривалось при температуре $T = 0$ К. Известно, что для электронного газа в металлах электрохимический потенциал зависит от температуры $\mu = \mu(T)$. Следовательно, в соответствии с выражением (6) и $\phi_1 - \phi_2$ зависит от температуры, но зависимость $\mu(T)$ очень слабая. Уровень Ферми при нагревании металла смещается очень незначительно, поэтому контактная разность потенциалов при нагревании металлов изменяется незначительно.

На рис. 4 видно, что потенциалы ϕ'_1 и ϕ'_2 электрических полей вблизи поверхностей контактирующих металлов и вне металла неодинаковы. Таким образом, кроме внутренней контактной разности потенциалов существует их внешняя контактная разность, обусловленная разностью работ выхода электронов из металла:

$$\phi'_1 - \phi'_2 = -(A_1 - A_2)/e. \quad (10)$$

Данная разность потенциалов для различных пар металлов колеблется от десятых долей джоуля до единиц вольт и зависит от чистоты и состояния поверхностей.

Очевидно, что процесс засаливания шлифовальных кругов следует рассматривать с учетом атомно-молекулярных взаимодействий в слое между контактирующими поверхностями шлифовального круга и обрабатываемой детали. Для того чтобы разобраться в процессе, необходимо рассмотреть три случая засаливания: при шлифовании всухую, с применением СОЖ, электрохимическим способом.

Первый случай рассматривается в данной статье — засаливание алмазных кругов на металлической связке при шлифовании твердых сплавов. Засаливание зависит от структуры и состава связки шлифовального круга и обрабатываемого материала, что подтверждает рентгенограмма поверхности алмазного круга (рис. 5).

Анализ поверхности алмазного круга АСВ 125/100 МО13-100 после шлифования твердого сплава ВК8 показал следующее.

1. Засаленный слой имеет кристаллическую структуру, которая характеризуется определенными кристаллическими плоскостями.
2. Рентгенограмма выявила новые химические соединения, которые образуются в процессе шлифования, например CuO , WSi_2 , CoO , Al_2O_3 , остальные обнаруженные соединения являются элементами шлифовального круга и твердого сплава ВК8, сформировавшиеся при их изготовлении.

Были определены следующие показатели засаленного слоя. Рассчитали энергию Ферми для твердого сплава ВК8 и металлической связки МО13. Для этого сначала определили концентрацию свободных электронов в твердом сплаве:

$$n = \frac{Na}{A} \rho, \text{ где } Na = 6,02 \cdot 10^{23} \text{ моль}^{-1} \text{ — постоянная}$$

Авогадро; A — атомная масса, г/моль; ρ — плотность. Согласно этому выражению концентрации некоторых элементов, входящих в состав сплава ВК8, будут:

$$\begin{aligned} n_0(\text{C}) &= \frac{6,02 \cdot 10^{23}}{12} \cdot 3,45 = 17,3 \cdot 10^{22} \text{ см}^{-3}; \quad n_0(\text{W}) = \\ &= \frac{6,02 \cdot 10^{23}}{183,86} \cdot 19,25 = 6,3 \cdot 10^{22} \text{ см}^{-3}; \quad n_0(\text{Co}) = \\ &= \frac{6,02 \cdot 10^{23}}{58,9332} \cdot 8,7 = 8,9 \cdot 10^{22} \text{ см}^{-3}. \end{aligned}$$

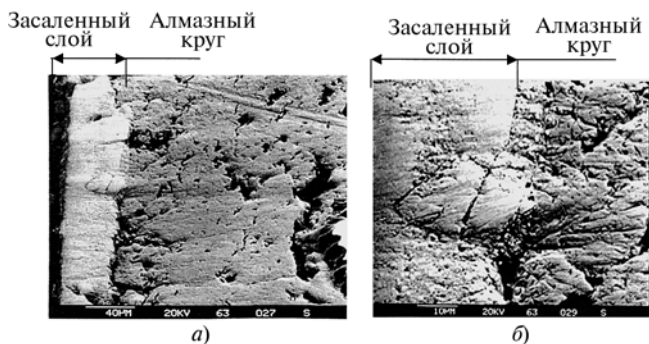


Рис. 6. Граница засаленного слоя на поверхности алмазного круга АСВ 125/100 МО13-100 при шлифовании всухую сплава ВК8 (а — $\times 425$, б — $\times 1700$)

С учетом процентного содержания получим общее число свободных электронов для сплава ВК8: $n_{\text{сп}}(\text{ВК8}) = n_0(\text{W} + \text{C})0,92 + n_0(\text{Co})0,08 = 22,42 \cdot 10^{22} \text{ см}^{-3}$.

Тогда энергия Ферми для сплава ВК8 будет:

$$W_f(\text{ВК8}) = \frac{(6,626 \cdot 10^{-34})^2}{2 \cdot 0,91 \cdot 10^{-30}} \left(\frac{3 \cdot 22,42 \cdot 10^{28}}{8 \cdot 3,14} \right)^{2/3} = 46,65 \cdot 10^{-19} \text{ Дж, что соответствует } 29,12 \text{ эВ.}$$

Определим концентрацию свободных электронов в связке шлифовального круга: $n_0(\text{Al}) = 6,03 \cdot 10^{22} \text{ см}^{-3}$; $n_0(\text{Zn}) = 6,57 \cdot 10^{22} \text{ см}^{-3}$; $n_0(\text{Cu}) = 8,48 \cdot 10^{22} \text{ см}^{-3}$. Тогда $n_{\text{св}}(\text{МО13}) = n_0(\text{Al})0,09 + n_0(\text{Zn})0,38 + n_0(\text{Cu})0,53 = 7,54 \times 10^{22} \text{ см}^{-3}$.

Энергия Ферми для связки МО13 будет

$$W_f(\text{МО13}) = \frac{(6,626 \cdot 10^{-34})^2}{2 \cdot 0,91 \cdot 10^{-30}} \left(\frac{3 \cdot 7,54 \cdot 10^{28}}{8 \cdot 3,14} \right)^{2/3} = 22,48 \cdot 10^{-19} \text{ Дж, что соответствует } 14,04 \text{ эВ.}$$

Используя выражение (8) и выразив ширину δ двойного электрического слоя через ширину H засаленного слоя, получим:

$$q = \frac{\epsilon_0}{H} \varphi. \quad (11)$$

В выражении (11) разность потенциалов контактирующих поверхностей находится по формуле (10), а с учетом энергии Ферми разность потенциалов примет вид: $\Delta\varphi = (W_2 - W_1)/e$.

Таким образом, плотность распределения заряда определяется как $q = e(n_2 - n_1)/S$, где S — площадь контакта; e — заряд электрона; n_1 и n_2 — числа свободных электронов в металлах.

Подставив значения $\Delta\varphi$ и q , получим размер засаленного слоя: $H = \frac{(W_2 - W_1)\epsilon_0 S}{e^2(n_2 - n_1)}$, где

$S = 89,49 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ — площадь контакта шлифовального круга с деталью при диаметре круга 100 мм, ширине алмазного слоя 10 мм и глубине резания 1 мм; $e = 1,6 \cdot 10^{-19} \text{ Кл}$ — заряд электрона; $\epsilon_0 = 8,85 \cdot 10^{-12} \text{ Кл}^2/(\text{Н} \cdot \text{м}^2)$ — электрическая по-

стоянная. Подставив известные значения, получим: $H = 31,35 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 31 \text{ мкм}$.

Согласно данным, приведенным в работах [2, 3, 8], для процесса шлифования твердых сплавов ВК8 и Т15К6 кругом АСВ 125/100 МО13-100 на металлической связке максимальный слой засаливания составляет 30—40 мкм. На рис. 6 показаны граница засаленного слоя на поверхности алмазного круга АСВ 125/100 МО13-100 при шлифовании всухую сплава ВК8.

На основании полученных результатов можно рассматривать две другие поставленные задачи: засаливание шлифовального круга при шлифовании с применением СОЖ и в среде электролита при электрохимическом способе шлифования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Резников А. Н. Абразивная и алмазная обработка материалов: Справочник. М.: Машиностроение, 1977. 391 с.
2. Янюшкин А. С., Шведов М. А., Трифонов В. П. Исследование зоны контакта при затачивании твердых сплавов кругами на металлической связке // Теория трения, смазки и обрабатываемости металлов. Чебоксары: 1983. № 9. С. 62—67.
3. Янюшкин А. С., Шоркин В. С. Контактные процессы при электроалмазном шлифовании. М.: Машиностроение, 2004. 230 с.
4. Череповецкий И. Х. Механика контактного взаимодействия при алмазной обработке. Киев: Наукова думка, 1978. 228 с.
5. Худобин Л. В., Унянин А. Н. Минимизация засаливания шлифовальных кругов / Под ред. Л. В. Худобина. Ульяновск: УлГТУ, 2007. 298 с.
6. Красулин Ю. Л. Взаимодействие металлов с полупроводником в твердой фазе. М.: Наука, 1971. 120 с.
7. Метелкин И. И., Павлова М. А., Поздеева Н. В. Сварка керамики с металлами. М.: Металлургия, 1977. 160 с.
8. Янюшкин А. С. Технология комбинированного электроалмазного затачивания твердосплавных инструментов. М.: Машиностроение 1, 2003. 242 с.
9. Янюшкин А. С., Сурьев А. А. Строение алмазосодержащего слоя кругов на металлической связке при обработке твердых сплавов различными методами / 29-я межрегиональная науч.-практ. конф. "Технические науки, технологии и экономика". Чита: ЧитГТУ, 2002. С. 25—36.
10. Гордон М. Б. Роль физико-химических процессов при резании материалов // Теория трения, смазки и обрабатываемости металлов. Чебоксары: 1981. С. 3—11.
11. Мишин В. А., Листопад Л. А. Тонкая структура поверхностей трения при резании сталей с применением СОЖ / Теория трения, смазки и обрабатываемости металлов. Чебоксары: 1981. 9—16.
12. Фролов Ю. Г. Курс коллоидной химии. Поверхностные явления и дисперсные системы. М.: ООО ТИД "Альянс", 2004. 464 с.
13. Дамаскин Б. Б., Петрий О. А. Основы теоретической электрохимии. М.: Высшая школа, 1978. 239 с.
14. Борн М. Атомная физика / Под ред. В. В. Медведева. М.: Мир, 1967. 484 с.
15. Панкратов С., Панов В. Поверхности твердых тел. <http://n-t.ru/nj/nz/1986/0501.htm>.
16. Детлаф А. А., Яворский Б. М. Курс физики. М.: Высшая школа, 2002. 718 с.

Экономическая эффективность подвода СОТС в зону резания

С использованием тонкослойной центрифуги разработан технологический процесс подачи в зону резания смазочно-охлаждающей технологической среды (СОТС) с очисткой ее от механических примесей и (в зависимости от скорости резания) аэрацией. Это особенно важно при обработке глубоких отверстий, когда условия работы режущего инструмента усложнены вследствие плохого отвода тепла и стружки [1–4]. Спроектирован и изготовлен опытный образец установки для очистки СОТС — масел И-20А. Эффективность очистки проверяли применительно к производству изделия "В" — "Крышка", в котором основными операциями являются токарная обработка и сверление. Получены положительные результаты [1]. Экономический эффект от внедрения разработанной установки и технологии очистки и заправки СОТС рассчитывали по методике [5].

При расчете годовой экономии от увеличения стойкости резца ($\Theta_{г.р}$) и сверла ($\Theta_{г.св}$) использовали формулы:

$$\Theta_{г.р} = [\Theta_p + E_H(k_{б.о}^p - k_{с.о}^p)]\Pi_Г;$$

$$\Theta_{г.св} = [\Theta_{св} + E_H(k_{б.о}^{св} - k_{с.о}^{св})]\Pi_Г,$$

где Θ_p , $\Theta_{св}$ — экономия в расчете на одну деталь; E_H — нормативный коэффициент сравнительной экономической эффективности; $k_{б.о}$ и $k_{с.о}$ — удельные капитальные затраты по сравниваемым вариантам (без тонкослойной очистки и с очисткой); $\Pi_Г$ — годовой выпуск детали.

Экономия в расчете на одну деталь составляет:

$$\Theta_p = C_{мин}(t_{шт.б.о}^p - t_{шт.с.о}^p) + \Theta_K^p;$$

$$\Theta_{св} = C_{мин}(t_{шт.б.о}^{св} - t_{шт.с.о}^{св}) + \Theta_K^{св},$$

где $C_{мин}$ — стоимость одной минуты работы станка; $t_{шт}$ — штучное время; Θ_K — экономия, связан-

Экономические показатели внедрения тонкослойного центрифугирования СОТС в производство изделия "В" — "Крышка"

Операция	Модель станка	Годовая экономическая эффективность, р	T_p (в год)	E_p
Сверление	Полуавтомат 1Б265 НП 6К	2160	0,75	1,7
Точение	Полуавтомат 1Б265 НП 6К	1570	0,27	3,6
Вторичное использование И-20А	Полуавтомат 1Б265 НП 6К	2765	0,51	2,65

ная со снижением затрат на инструмент (резец, сверло).

В расчетах использовали данные: Φ_d — действительный годовой фонд времени работы станка; $C_3 = 0,85$ — коэффициент загрузки станка. При расчете $\Theta_{г.св}$ и $\Theta_{г.р}$ исходили из балансовой стоимости инструмента и оборудования: станок — 310031 р., сверло — 71,32 р., резец — 186,02 р.

С увеличением стоимости оборудования экономия $\Theta_{г.р}$ и $\Theta_{г.св}$ возрастает. Это обстоятельство приобретает особенно большое значение, если учесть, что выпускаемые в настоящее время полуавтоматы аналогичного назначения и размеров значительно дороже.

Расчетные значения срока T_p окупаемости дополнительных капиталовложений, представленные в таблице, рассчитаны по формуле

$T_p = \Delta k / \Theta_{г.р}$, где $\Delta k = k_{с.о} - k_{б.о}$; $\Theta_{г.р}$ — общая годовая экономия. В таблице также приведены значения расчетного коэффициента E_p сравнительной эффективности.

Наименьший срок окупаемости затрат на изготовление и монтаж установки для очистки СОТС центрифугированием составляет $T_H = 3$ г. ($E_H = 0,38$). Экономия в результате вторичного использования СОТС после ее очистки определили по формуле $\Theta_{И-20А} = C_{И-20А}Q$, где $C_{И-20А}$ — стоимость 1 л СОТС; Q — расход СОТС на одно изделие "В".

Вывод

Экономические показатели использования тонкослойного центрифугирования СОТС лучше нормативных. Годовая экономическая эффективность при изготовлении детали "Крышка" только вследствие вторичного использования СОТС составила 2765 р.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Микипорис Ю. А., Антонов А. В. Совершенствование очистки масел трибоэлектризацией // Вестник машиностроения. 2007. № 7. С. 49–52.
2. Захаров А. Е., Микипорис Ю. А. Состояние СОТС и пути улучшения их свойств в условиях машиностроительного производства // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2005. № 6. С. 90–93.
3. Пат. 2292244 РФ: МПК В 04В 1/100. Центрифуга для очистки жидкости.
4. Пат. на полезную модель 57183 РФ: МПК В 23Q 11/10. Устройство для подвода смазочно-охлаждающей среды.
5. Методика экономической оценки эффективности технологических процессов на основе единой системы критериев. Л. В. Худобин, Г. Р. Муслина, Е. М. Булыжев и др. // Вестник машиностроения. 1995. № 6. С. 42–45.

УДК 621.73

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

Теория осадки малопластичных материалов в пластичных оболочках

При изготовлении различных изделий из дорогостоящих материалов, таких как магниевые и никелевые сплавы, молибден и вольфрам, требуется проработка их макро- и микроструктуры в определенном направлении, особенно при получении исходных заготовок в виде слитков. Для проработки структуры и получения требуемых размеров широко используется осадка, затрудняемая тем, что указанные материалы, как правило, являются хрупкими. На рис. 1, а показано разрушение образца из магниевого сплава МА3, осажденного на 40 % при 400 °С [1].

По данным работы [1], для проработки малопластичных материалов в промышленности нашла широкое применение осадка в пластичных оболочках различного вида. Применение оболочек создает в малопластичном материале сердечника напряжения всестороннего сжатия, препятствующие его разрушению, а также снижает неравномерность пластической деформации, обеспечивая более однородную проработку структуры. Поскольку деформация малопластичных материалов обычно производится с нагревом, то оболочки также оказывают положительное те-

пловое воздействие на обрабатываемое изделие. Нагретые вместе с деформируемой заготовкой они сокращают теплопередачу в окружающую среду и тем самым облегчают поддержание оптимальной температуры. Одновременно с этим создаются условия для получения во всем объеме малопластичного материала более однородного температурного поля. Все это позволяет достичь большой деформации без разрушения сердечника из основного материала. Для примера на рис. 1, б показан качественный образец из магниевого сплава МА3, осажденный на 80 % при 400 °С [1].

В работе [1] указано, что, несмотря на сравнительно широкое распространение осадки в оболочках в заводской практике, этот процесс изучен еще недостаточно, а теория его вообще не разработана. В этой работе приведены результаты значительного числа целенаправленных экспериментов, позволивших выявить ряд интересных закономерностей. Однако эти закономерности не получили строгого научного объяснения и математического описания ввиду отсутствия в работе [1] основательных теоретических исследований.

В работе [1] рекомендуется определять гидростатическое давление, создаваемое оболочками самых разных типов, по одной и той же известной формуле радиального напряжения цилиндра, находящегося под внутренним давлением. Между тем дальше будет показано, что гидростатические давления, создаваемые оболочками разных типов, значительно различаются по величине. В работе [1] полностью отсутствует теоретическая методика определения требуемой толщины оболочки того или иного типа. Не разработаны и математические критерии выбора конкретного типа оболочки. Также отсутствуют и формулы, позволяющие определить силу, необходимую для осуществления осадки в той или иной оболочке.

Поэтому в этой и других статьях на эту же тему автор попытается восполнить данный пробел в теории, тем более что полученные результаты могут быть использованы не только при обработке малопластичных материалов, но и при получении биметаллических изделий.

Принимаем следующие допущения: 1) материал считаем жесткопластическим, а упрочнение учитываем средней по очагу пластической деформации величиной напряжения текучести σ_s ; 2) силы контактного трения определяем по закону Зибеля как $\tau_k = \mu\sigma_s$, где μ — коэффициент трения по напряжению текучести. Анализ будем проводить в относительных величинах напряжений, отнесенных к напряжению текучести σ_{sc} материала сердечника, соответствующему полученной им деформации. Для материала оболочки используем коэффициент

$$k = \sigma_{s0}/\sigma_{sc}, \quad (1)$$

где σ_{s0} — напряжение текучести материала оболочки при полученной ею деформации.

Сначала рассмотрим осадку сердечника в оболочке, показанную на рис. 2.

Из условия постоянства объема следует:

$$d = d_0\sqrt{H_0/h}; \quad (2)$$

$$D = D_0\sqrt{H_0/h}. \quad (3)$$

Площадь контакта сердечника с инструментом:

$$S_c = \pi d^2/4. \quad (4)$$

Площадь контакта оболочки с инструментом:

$$S_0 = \pi(D^2 - d^2)/4. \quad (5)$$

Рассмотрим оболочку. Выберем кинематически возможное поле скоростей течения в виде выражений:

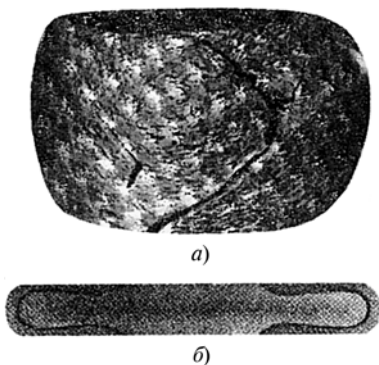


Рис. 1. Образцы из магниевого сплава МА3, осажденные при температуре 400 °С [1]:

а — без оболочки (осадка 40 %); б — в оболочке из дуралюмина (осадка 80 %)

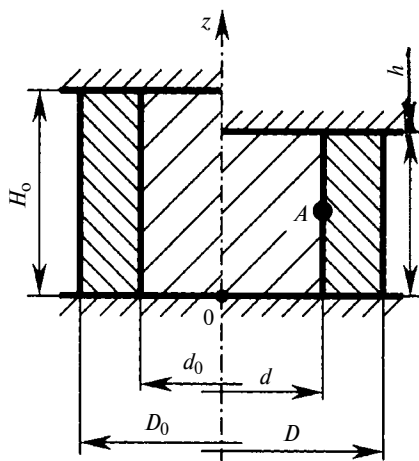


Рис. 2. Схема осадки цилиндрического сердечника в оболочке

$v_z = f(z)$; $v_\rho = \frac{\partial f(z)}{\partial z} \frac{\rho}{2}$, где z и ρ — осевая и радиальная координаты в цилиндрической системе координат. В этом случае напряженное состояние оболочки определяется зависимостями, полученными при анализе обычной осадки в работе [2], в соответствии с которым формула радиальных напряжений имеет вид:

$$\sigma_{\rho 0} = k \left[1 + \frac{4\mu_0}{Dh} (z^2 - hz + 0,5\rho^2) + C_0 \right],$$

где μ_0 — коэффициент трения между инструментом и оболочкой.

Из граничного условия $\sigma_\rho = 0$ при $z = h$ и $\rho = D/2$ находим произвольную постоянную

$$C_0 = -k \left(1 + \frac{\mu_0 D}{2h} \right),$$

с учетом которой

$$\sigma_{\rho 0} = -k \frac{4\mu_0}{Dh} \left(\frac{D^2}{2} - \frac{\rho^2}{2} - z^2 + hz \right).$$

В соответствии с последним равенством давление, которое оболочка оказывает на сердечник, при $z = h$ и $\rho = d/2$ будет:

$$p_0 = -k\mu_0(D^2 - d^2)/2Dh. \quad (6)$$

Относительная удельная сила, необходимая для осадки оболочки, в соответствии с формулой из работы [3] определяется выражением

$$q_0 = k \left[1 + \frac{\mu_0(D^2 - d^2)}{4Dh} \right]. \quad (7)$$

Теперь рассмотрим сердечник, для которого напряженное состояние опи-

сывается выражениями, полученными при анализе обычной осадки в работе [2], в которых надо уточнить значение произвольной постоянной C_1 :

$$\begin{cases} \sigma_z = \frac{4\mu}{dh} (z^2 - hz + 0,5\rho^2) + C_1; \\ \sigma_\rho = 1 + \frac{4\mu}{dh} (z^2 - hz + 0,5\rho^2) + C_1. \end{cases} \quad (8)$$

Приравняв второе из уравнений (8) к выражению (6) при $z = h$ и $\rho = d/2$, находим

$$C_1 = -1 - \frac{\mu d}{2h} - k \frac{\mu_0(D^2 - d^2)}{2Dh}, \quad (9)$$

где μ — коэффициент трения между инструментом и сердечником.

Используя первое выражение системы (8) с учетом равенства (9), аналогично работе [2] можно показать, что относительная удельная сила, необходимая для деформации сердечника, определяется выражением

$$q_c = 1 + \frac{\mu d}{2h} + k \frac{\mu_0(D^2 - d^2)}{2Dh}. \quad (10)$$

Полную силу, необходимую для осадки сердечника вместе с оболочкой, находим по формуле

$$P = \sigma_{sc}(q_c S_c + q_0 S_0). \quad (11)$$

Среднюю накопленную деформацию как для сердечника, так и для оболочки находим по выражению

$$e_i = \ln \frac{H_0}{h}. \quad (12)$$

Накопленную деформацию в опасной точке A (см. рис. 2) определяем по формуле из работы [2]:

$$\begin{aligned} e_{iA} &= (1 + 2\mu)e_i = \\ &= (1 + 2\mu) \ln \frac{H_0}{h}. \end{aligned} \quad (13)$$

С учетом равенства (9) можно показать, что формула из работы [2] для определения гидростатического давления в опасной точке A при обычной осадке

$$\sigma = -0,333 - \mu h/d \quad (14)$$

для сердечника в оболочке преобразуется к виду:

$$\sigma = -0,333 - \mu h/d + p_0. \quad (15)$$

Чем меньше будет алгебраическая величина гидростатического давления, тем больше будет ресурс пластичности материала сердечника. Для последующего сопоставления

эффективности оболочек различных типов вычислим добавку к гидростатическому давлению обычной осадки, определяемую выражением (6), при условных значениях $k = 1$, $\mu_0 = 0,3$, $D = 2$, $d = 1$, $h = 1$, которая составит $p_0 = -0,225$.

Чем больше будет σ_{s0} , тем больше будет k и, соответственно, тем лучше будет оболочка предохранять основной материал от разрушения. Таким образом, целесообразно выполнять оболочку из материала с высокими прочностными характеристиками. Но при этом важно иметь в виду, что материал оболочки должен обладать достаточной пластичностью в условиях проведения осадки. Например, в работе [1] для проведения опытов по осадке магниевого сплава МА3 (см. рис. 1) были использованы оболочки из низкоуглеродистой стали и дуралюмина. Первые обладали большим напряжением текучести, чем вторые. Однако сталь при 400 °С очень хрупка, в связи с чем стальные оболочки быстро разрушались и оказались неэффективными. А оболочки из дуралюмина смогли значительно повысить пластичность исследуемого магниевого сплава.

Важно иметь в виду и то, что при значительной высоте оболочки или небольшой толщине ее стенки появляется местное поднутрение, образующее зазор между оболочкой и сердечником (см. представленный на рис. 3 образец из работы [1] или показанный на рис. 7, б образец, осажженный автором). При этом лишается подпора наиболее опасная по разрушению выпуклая часть сердечника, т. е. оболочка становится неэффективной.

Так как оболочка представляет собой полую заготовку, осадка которой подробно рассмотрена в работе [3], то для предотвращения образования зазора толщину оболочки следует выбирать с учетом результатов этой работы. Указанную толщину нужно выбирать таким образом, чтобы в процессе осадки оболочка стремилась уменьшить свой внутренний



Рис. 3. Образование зазора при осадке образца из алюминиевого сплава Д16 в тонкостенной оболочке [1]

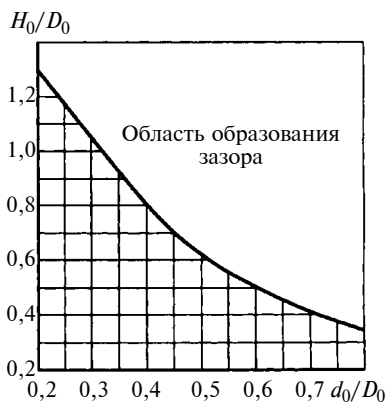


Рис. 4. График для выбора минимального наружного диаметра оболочки D_0

диаметр. В этом случае сердечник будет расширять этот диаметр принудительно, что и обеспечит плотное прилегание оболочки и значительный подпор с ее стороны. Данные работы [3] позволяют предложить для выбора требуемого наружного диаметра оболочки график, показанный на рис. 4.

Помимо этого увеличение толщины оболочки, характеризуемое увеличением разницы между диаметрами D и d , повышает добавку к гидростатическому давлению сердечника, определяемую формулой (6). Если необходимая добавка

$$p_0 = \sigma + 0,333 + \mu h/d \quad (16)$$

известна, то из формулы (6) можно найти обеспечивающий ее наружный диаметр оболочки:

$$D = -\frac{hp_0}{k\mu_0} + \sqrt{\left(\frac{hp_0}{k\mu_0}\right)^2 + d^2}. \quad (17)$$

При решении квадратного уравнения знак "+" перед корнем взят потому, что при $p_0 = 0$ должно быть $D = d$.

По найденному диаметру D можно найти и исходный наружный диаметр оболочки:

$$D_0 = D \sqrt{h/H_0}. \quad (18)$$

Рассмотрим пример, в котором сталь 45 использована вместо дорогостоящего материала потому, что для нее в работе [4] имеется диаграмма пластичности, показанная на рис. 5. При наличии диаграммы пластичности для магниевых сплавов или вольфрама расчет проводится аналогичным образом.

Пример 1. Необходимо произвести холодную осадку без смазочного

материала заготовки из стали 45 с начальными высотой $H_0 = 15$ мм и диаметром $d_0 = 18$ мм до высоты $h = 8$ мм. Требуется подобрать наружный диаметр оболочки из алюминиевого сплава АВ, гарантирующий предотвращение трещинообразования.

Решение. По формуле (2) находим окончательный диаметр стального сердечника $d = 24,6$ мм. Затем по выражению (12) вычисляем накопленную деформацию $e_i = 0,629$. Далее с учетом сухого трения стали по стали принимаем $\mu = 0,5$ и по формуле (13) определяем накопленную деформацию в опасной точке $e_{iA} = 1,258$. Из диаграммы пластичности на рис. 5 видно, что для обеспечения значения деформации разрешения $e_p > e_{iA}$ требуемая величина гидростатического давления должна удовлетворять неравенству $\sigma \leq -0,6$. Тогда из формулы (16) получаем, что оболочка должна создавать гидростатическое давление $p_0 \leq -0,104$. Минимально необходимый для этого диаметр определяется выражением (17). Для трения алюминия по стали принимаем $\mu_0 = 0,3$. Затем при $e_i = 0,629$ по кривой упрочнения на рис. 6 находим $\sigma_{sc} = 950$ МПа, а по аппроксимации кривой упрочнения алюминиевого сплава АВ [2]

$$\sigma_s = 349 - 163e^{-e_i} - 46e^{-20e_i}, \text{ МПа}, \quad (19)$$

находим $\sigma_{s0} = 262$ МПа, после чего по формуле (1) определяем $k = 0,276$. С учетом этого сначала по выражению (17) для $p_0 = -0,104$ находим $D = 36,6$ мм, а затем по формуле (18) — $D_0 = 26,7$ мм. Делаем проверку найденного диаметра на образование зазора между сердечником и оболочкой. Для этого вычисляем $d_0/D_0 = 0,674 H_0/D_0 = 0,562$. Из рис. 4 видно, что при этих значениях будет образовываться зазор, для предотвращения которого наружный диаметр оболочки надо увеличить. Постепенно увеличивая значение диаметра, находим $D_0 = 30$ мм, при котором $d_0/D_0 = 0,6$ и $H_0/D_0 = 0,5$. Из рис. 4 видно, что при этих значениях зазор образовываться не будет (для запаса можно принять и несколько большее значение диаметра). Отметим, что увеличение диаметра D_0 с 26,7 до 30 мм снижает алгебраическую величину гидростатического давления p_0 , т. е. приводит к повышению запаса прочности сердечника.

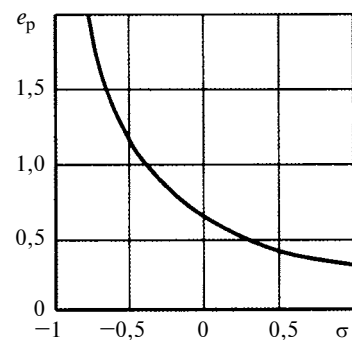


Рис. 5. Диаграмма пластичности стали 45 при температуре 20 °C

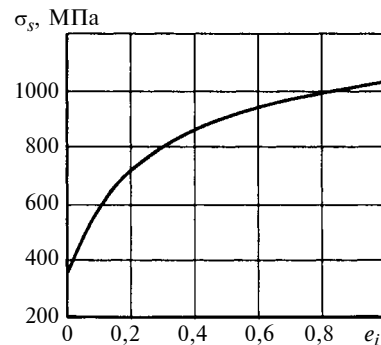


Рис. 6. Кривая упрочнения стали 45

Для проверки полученных силовых формул автором были проведены эксперименты по осадке без смазочного материала образцов из алюминиевого сплава АВ с начальными высотой $H_0 = 15$ мм и диаметром $d_0 = 18$ мм до высоты $h = 9$ мм (относительная линейная деформация $e = 40$ %). Оболочки толщиной 3 (рис. 7, б), 6 (рис. 7, а, в) и 9 мм (рис. 7, г) были изготовлены из меди М1, которая для повышения пластичности подвергалась изотермическому отжигу (600 °C, 3 ч). Осажденные образцы показаны на рис. 7, б–г, а полученная кривая упрочнения отожженной меди М1 — на рис. 8. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных представлено в таблице. Для сопоставления были также использованы промежуточные данные, полученные при $h = 12$ мм ($e = 20$ %). Из рис. 7, б видно, что при тонкой оболочке между ней и сердечником образовался зазор. При этом гидростатическое давление на сердечник со стороны оболочки практически отсутствовало, что и объясняет завышенные теоретические значения силы, которые это давление учитывают (две первые строки таблицы).

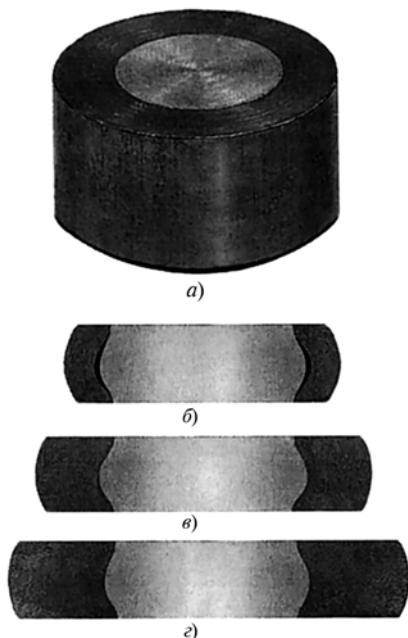


Рис. 7. Типовая заготовка (а) из алюминиевого сплава АВ в оболочке из отожженной меди М1 и осажженные образцы (б–д): $D_0 = 30$ (а, в), 24 (б) и 36 мм (д)

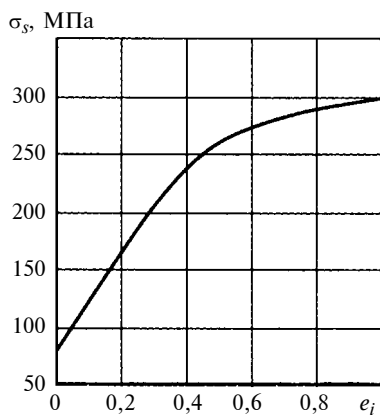


Рис. 8. Кривая упрочнения отожженной меди М1

Пример 2. Требуется провести расчет первой строки таблицы и сравнить полученное теоретическое значение силы осадки с экспериментальным.

Решение. По формулам (2)–(5) последовательно находим: $d = 20,1$ мм, $D = 26,8$ мм, $S_c = 318$ мм², $S_o = 247$ мм². Далее по формуле (12) вычисляем накопленную деформацию $e_i = 0,223$, с учетом которой по аппроксимации (19) находим $\sigma_{sc} = 218$ МПа, а по кривой упрочнения на рис. 8 — $\sigma_{so} = 170$ МПа, после чего по формуле (1) определяем $k = 0,780$. Затем по выражениям (10) и (7) вычисляем $q_c = 1,240$ и $q_o = 0,837$. По формуле (11) находим $P = 131$ кН, с учетом чего расхождение расчетной P и экспериментальной $P_э$ сил осадки составляет $\delta = 12,2$.

Следует указать, что завышенное теоретическое значение силы осадки обусловлено не только образующимся зазором, но и тем, что такая оболочка теряет устойчивость с образованием складки. Это приводит к значительному уменьшению силы, необходимой для осадки оболочки. Для проверки этого положения нами был выполнен опыт по осадке тонкостенной оболочки без сердечника (рис. 9). В результате получено экспериментальное значение силы осадки $P_э = 83$ кН. Подставив данные из второй строки таблицы в формулу (7), получим $q_o = 1,152$. По второму члену формулы (11) находим теоретическое значение силы осадки оболочки $P = \sigma_{sc} S_o q_o = 96$ кН, что на 13,5 % превышает экспериментальное значение.

С целью изучения закономерностей процесса осадки в оболочке были выполнены эксперименты [1] как по отдельной осадке сердечника и оболочки, так и по осадке системы,

составленной из тех же элементов. Для более детальной проверки разработанной теории проведем также сравнение с экспериментальными данными из работы [1].

Пример 3. Для экспериментальных исследований, описанных в работе [1, с. 144–146], были использованы сердечник из отожженного алюминия и оболочка из отожженной меди, имевшие следующие начальные параметры: $H_0 = 22$ мм; $D_0 = 25$ мм, $d_0 = 15$ мм. В результате установлено, что при осадке только сердечника $P_{сэ} = 35$ кН, при осадке только оболочки $P_{оэ} = 132$ кН, а при осадке сердечника в оболочке $P_э = 216$ кН. Во всех случаях осадка выполнялась до высоты $h = 13$ мм. Смазочный материал не использовался. Требуется найти указанные силы теоретически и сравнить полученные значения с экспериментальными.

Решение. По формулам (2)–(5) последовательно находим: $d = 19,5$ мм, $D = 32,5$ мм, $S_c = 299$ мм², $S_o = 532$ мм². Далее по формуле (12) вычисляем накопленную деформацию $e_i = 0,526$, с учетом которой по кривой упрочнения на рис. 10, а (соответствует кривой 1 на рис. 5.73 в справочнике [5, с. 124]) находим $\sigma_{sc} = 115$ МПа, а по кривой упрочнения на рис. 8 — $\sigma_{so} = 260$ МПа, после чего по формуле (1) определяем $k = 2,261$. Для трения цветных металлов по стали принимаем $\mu = \mu_0 = 0,3$. Для осадки только сердечника по двум первым членам выражения (10) находим $q_c = 1,113$, после чего по первому члену формулы (11) вычисляем силу $P_c = 38$ кН, что отличается от экспериментального значения на $\delta = 7,9$ %. Для осадки только оболочки по выражению (7) находим $q_o = 2,532$, после чего по второму члену формулы (11) вычис-

Сопоставление расчетной силы P осадки заготовок из алюминиевого сплава АВ в оболочках из отожженной меди М1 с экспериментальной силой $P_э$ ($d_0 = 18$ мм, $H_0 = 15$ мм, $\mu = \mu_0 = 0,3$)

D_0	h	d	D	S_c	S_o	e_i	σ_{sc}	σ_{so}	k	q_c	q_o	P	$P_э$	$\delta, \%$
мм			мм ²		МПа		кН							
24	12	20,1	26,8	318	247	0,223	218	170	0,780	1,240	0,837	131	115	12,2
24	9	23,2	31,0	424	330	0,511	251	260	1,035	1,427	1,152	248	215	13,3
30	12	20,1	33,5	318	565	0,223	218	170	0,780	1,335	0,884	202	195	3,5
30	9	23,2	38,7	424	754	0,511	251	260	1,035	1,621	1,249	409	390	4,6
36	12	20,1	40,2	318	954	0,223	218	170	0,780	1,420	0,927	291	280	3,8
36	9	23,2	46,5	424	1272	0,511	251	260	1,035	1,795	1,336	618	595	3,7

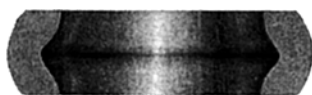


Рис. 9. Образование складки при осадке тонкостенной оболочки из отожженной меди М1: $D_0 = 24$ мм, $d_0 = 18$ мм, $H_0 = 15$ мм, $h = 9$ мм

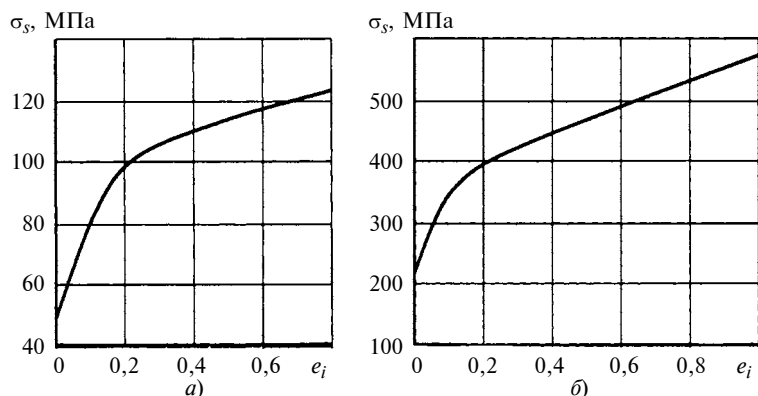


Рис. 10. Кривые упрочнения отожженных алюминия АД1 (а) и армко-железа (б)

ляем $P_0 = 155$ кН, что отличается от экспериментального значения на $\delta = 14,8$ %. Как и в нашем опыте, здесь и в следующем примере большая величина теоретического значения силы обусловлена потерей устойчивости и образованием на оболочке складки, показанной на рис. 89, в, работы [1, с. 145], аналогичном нашему рис. 9. Для осадки сердечника в оболочке, используя полные выражения (10) и (11), находим $q_c = 1,656$ и силу $P = 212$ кН, расхождение которой с P_3 составляет $\delta = 2,0$ %.

Пример 4. Для экспериментальных исследований, описанных в работе [1, с. 144–146], были использованы сердечник из отожженного алюминия и оболочка из отожженного армко-железа, имевшие следующие начальные параметры: $H_0 = 20$ мм; $D_0 = 22$ мм; $d_0 = 12$ мм. В результате установлено, что при осадке только сердечника $P_{с3} = 20$ кН, при осадке только оболочки $P_{о3} = 187$ кН, а при осадке сердечника в оболочке $P_3 = 245$ кН. Во всех случаях осадка выполнялась до высоты $h = 13$ мм. Смазочный материал не использовался. Требуется найти указанные силы теоретически и сравнить полученные значения с экспериментальными.

Решение. По формулам (2)–(5) последовательно находим: $d = 14,9$ мм, $D = 27,3$ мм; $S_c = 174$ мм²; $S_o = 411$ мм². Далее по формуле (12) вычисляем накопленную деформацию $e_i = 0,431$, с учетом которой по кривой упрочнения на рис. 10, а находим $\sigma_{sc} = 110$ МПа, а по кривой упрочнения на рис. 10, б (соответст-

вует кривой 1 на рис. 47 в справочнике [6, с. 61]) — $\sigma_{s0} = 450$ МПа, после чего по формуле (1) определяем $k = 4,091$. Для сухого трения алюминия по стали принимаем $\mu = 0,3$, а для трения стали по стали — $\mu_0 = 0,5$. Для осадки только сердечника по двум первым членам выражения (10) находим $q_c = 1,086$, после чего по первому члену формулы (11) вычисляем $P_c = 21$ кН, что отличается от экспериментального значения на $\delta = 4,8$ %. Для осадки только оболочки по выражению (7) находим $q_0 = 4,845$, после чего по второму члену формулы (11) вычисляем $P_0 = 219$ кН, что отличается от экспериментального значения на $\delta = 14,6$ %. Для осадки сердечника в оболочке, используя полные выражения (10) и (11), находим $q_c = 2,594$ и силу $P = 269$ кН, расхождение которой с P_3 составляет $\delta = 8,9$ %.

По результатам опытов в работе [1] сделан вывод, что сумма сил раздельной осадки с одной и той же степенью деформации оболочки и сердечника меньше силы осадки системы, составленной из тех же элементов. Причем, чем толще стенка оболочки, тем больше разница между этими величинами.

Эти закономерности в работе [1] объясняются "ростом силы трения в связи с изменением отношения диаметра образца к его высоте". Такое объяснение, на наш взгляд, малопонятно и спорно, в то время как представленная выше теория позволяет дать объяснения, аргументированные математически.

Вышеуказанные закономерности объясняются тремя причинами:

- 1) удельная сила, необходимая для осадки сердечника в оболочке, повышается по сравнению с силой его отдельной осадки на величину гидростатического давления со стороны оболочки, которое увеличивается с ростом ее толщины [см. формулу (10)];
- 2) удельная сила, необходимая для осадки тонкостенной оболочки с сердечником, повышается по сравнению с силой ее отдельной осадки, так как в последнем случае происходит потеря устойчивости оболочки с образованием складки, что несколько затрудняется при наличии сердечника;
- 3) удельная сила, необходимая для осадки толстостенной оболочки с сердечником, повышается по сравнению с силой ее отдельной осадки, так как в последнем случае происходит уменьшение ее внутреннего диаметра, требующее меньших затрат энергии [3], а при наличии сердечника этот диаметр принудительно увеличивается, при этом чем толще оболочка, тем более энергетически выгодно уменьшение ее внутреннего диаметра и, соответственно, тем больше разница затрат энергии на его принудительное увеличение.

Вывод

Разработанная теория дает объяснение известных закономерностей процесса осадки малоупругих материалов в пластичных оболочках и позволяет с достаточной точностью определять оптимальные параметры данного процесса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Могучий Л. Н.** Обработка давлением труднодеформируемых материалов. М.: Машиностроение, 1976. 272 с.
2. **Воронцов А. Л.** Теория малоотходной штамповки. М.: Машиностроение, 2005. 859 с.
3. **Воронцов А. Л.** Технологические расчеты свободной осадки полый цилиндрической заготовки // Вестник машиностроения. 2006. № 5. С. 64–69.
4. **Колмогоров В. Л.** Напряжения, деформации, разрушение. М.: Металлургия, 1970. 229 с.
5. **Кроха В. А.** Упрочнение металлов при холодной пластической деформации: Справочник. М.: Машиностроение, 1980. 157 с.
6. **Кроха В. А.** Кривые упрочнения металлов при холодной деформации. М.: Машиностроение, 1968. 131 с.

Исследование коэффициента разбухания полимерных материалов при изготовлении рифленых листов вальцеванием

Приводятся экспериментальные исследования коэффициента разбухания пластмасс в зависимости от числа оборотов валков и величины межвалкового зазора при расчете и конструировании перерабатывающих машин, технологической оснастки и самих изделий из пластмасс.

Results of experimental study of swelling factor of plastics in the dependence on the rollers rotation speed and the roller space value are presented. The results obtained are used at calculation and design of processing machines, production tools, and plastic items themselves.

Основная ниша полимерных изделий — это всевозможные профильные изделия, полученные непрерывным преобразованием расплава полимерного материала в готовый продукт. Одним из наиболее распространенных способов переработки полимеров в изделия является процесс вальцевания, суть которого состоит в многократном пропускании материала через зазор между вращающимися навстречу друг другу обогреваемыми металлическими валками.

Известные конструкции валковых машин оснащены преимущественно гладкими цилиндрическими вальцами и предназначены для предварительной пластикации полимеров или изготовления плоских листов и пленок. Учитывая тот факт, что в промышленности растет интерес к применению профильных изделий, весьма актуальной представляется разработка валковых машин на базе рифленых (профильных) вальцов, позволяющих изготавливать изделия сложного профиля без последующих стадий формообразования [1].

На кафедре "Оборудование нефтехимических заводов" филиала ГОУ ВПО Уфимского государственного нефтяного технического университета в г. Стерлитамаке разработана конструкция вальцов для изготовления полимерных рифленых листов [2], которая содержит валки, профиль формирующих поверхностей которых выполнен рифленным — в виде выпуклых и вогнутых кривых второго порядка (рис. 1). Для обеспечения стабильного процесса вальцевания валки нагреваются с помощью термоэлементов. Между валками имеется регулируемый зазор для обеспечения необходимой толщины получаемого рифленого полотна.

Изготовление полимерных рифленых листов обеспечивается выбором оптимальной геометрии профиля формирующей поверхности вальцов, которая выполнена рифленой формы в виде параболических выступов и впадин. Указанная конструкция вальцов обеспечивает большую деформационную способность и равномерность распределения расплава полимера. Вальцы работают следующим образом. В результате вращения переднего 1 и заднего 2 валков разогретый поливинилхлорид увлекается в межвалковое пространство и подвергается деформированию. Требуемая толщина формируемого рифленого листа обеспечивается зазором 3 между валками. Выступы 4 и впадины 5 образуют рифление полимерного листа.

Для увеличения интенсивности деформирования материала валки вращаются с разными окружными скоростями, при этом скорость валка 1, на который налипают материал, меньше скорости валка 2 на величину фрикции (отношение окружных скоростей валков). Термоэлементы 6 и 7 предназначены для нагрева рабочей части валка до температуры, необходимой для переработки исследуемого материала. Для предотвращения прогорания электроизоляционного материала на его поверхность наматывается асбестовое волокно 8. Увеличение деформации материала зависит также от разности температур валков. Температура валка 1 должна быть больше температуры валка 2 на $10 \div 15$ К.

Все экспериментальные исследования процесса вальцевания можно разделить на две группы:

исследование реологических характеристик полимеров, коэффициента разбухания и содержания влаги в исходном сырье;

установление зависимости механической прочности полотна, его плотности и водостойкости от условий переработки полимеров в изделия.

В ходе экспериментального изучения процесса вальцевания для получения рифленых листов использовали наиболее распространенные термопластичные материалы:

полиэтилен высокого давления (низкой плотности) марки 15802-020 (ПВД) ГОСТ 16337 применялся как модельный универсальный материал, позволяющий провести сравнительный анализ с другими распространенными полимерными материалами и сопоставить их гидродинамические характеристики в разных условиях переработки материалов в готовые изделия;

пластикат кабельный поливинилхлоридный (ПВХ) марки 0-40 ГОСТ 16272. Композиция ПВХ использовалась в качестве одного из рекомендуемых материалов, в наибольшей степени пригодных для изготовления рифленых листов методом вальцевания.

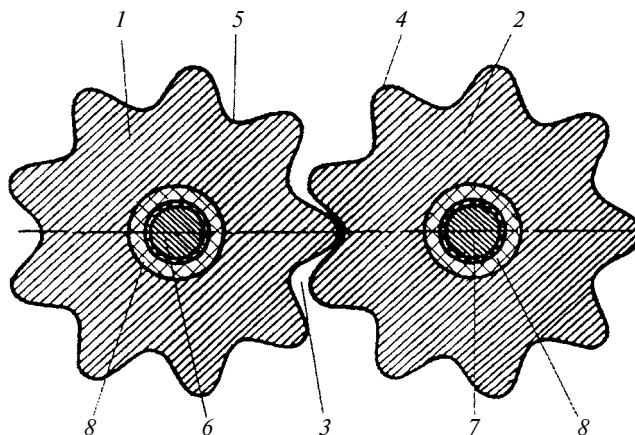


Рис. 1

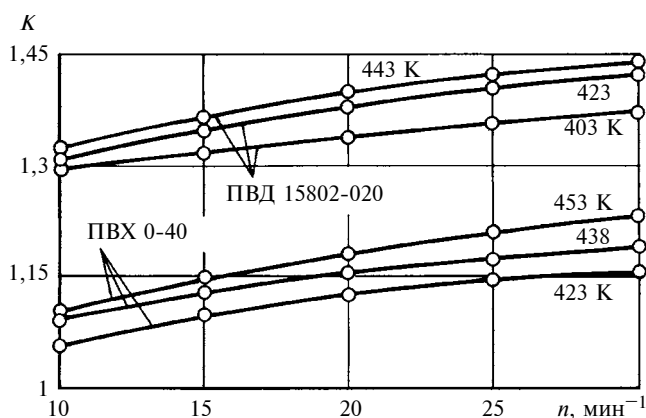


Рис. 2

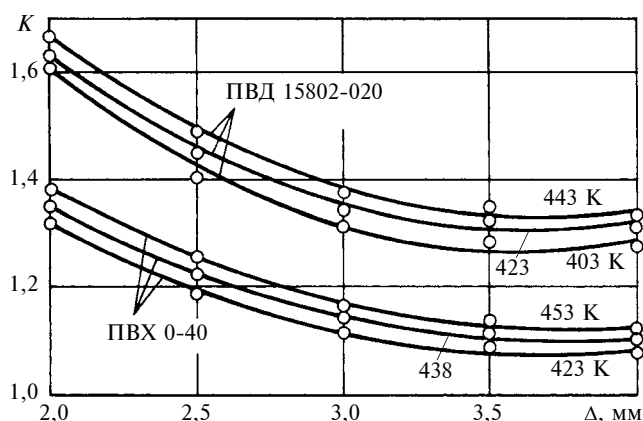


Рис. 3

Далее представлены результаты экспериментальных исследований зависимости коэффициента разбухания от частоты вращения валков и величины межвалкового зазора.

Течение полимеров сопровождается возникновением эластических деформаций в расплаве, поэтому в нем проявляется весь комплекс механических релаксационных явлений, которые могут вызвать: изменение размеров изделия по сравнению с формирующим зазором (разбухание изделия); шероховатость и даже бугристость поверхностей изделий; искажение формы изделия.

Релаксация накопленных в процессе вальцевания напряжений влияет на качество изделий и проявляется в виде разбухания, происходящего под действием нормальных напряжений, перпендикулярных направлению движения массы расплава. Нормальные напряжения возникают вследствие стремления ориентированных молекул перейти в ненапряженное состояние (эффект Вайсенберга) [3, 4].

Применительно к процессу вальцевания под коэффициентом разбухания K понимается отношение площади $S_{\text{л}}$, м^2 , поперечного сечения рифленого листа к площади S , м^2 , формирующего зазора валцов, т. е. $K = \sqrt{S_{\text{л}}/S}$. Для полимерных материалов коэффициент $K \geq 1$, что обусловлено процессами высокоэластического восстановления расплавленной массы полимера при прохождении через формирующую оснастку или формирующий зазор.

Для ПВД 15802-020 и композиции ПВХ 0-40 определяли зависимости коэффициента разбухания от числа оборотов валков. Температура процесса вальцевания для ПВД находилась в интервале 403 ÷ 443 К, для ПВХ —

423 ÷ 453 К; частота вращения изменялась ступенчато от 15 до 30 мин^{-1} . Межвалковый зазор в данной серии составляли равным $\Delta = 3$ мм. При достижении заданной температуры вальцевания устанавливали требуемую частоту вращения валка 2 из ряда 15, 20, 25, 30 мин^{-1} .

В межвалковый зазор (величину которого регулировали с точностью $\pm 0,2$ мм) загружали исследуемый прогретый полимерный материал. Производили вальцевание рифленого полотна, из средней части которого вырезали образец шириной 300 ÷ 360 мм. Полученный образец постепенно охлаждали в силиконовой бане (для релаксации напряжений в материале). Определяли площадь $S_{\text{л}}$ поперечного сечения охлажденного образца и соотносили с площадью S формирующего межвалкового зазора.

Результаты опытов представлены на рис. 2 в виде графических зависимостей коэффициента K разбухания от частоты n вращения валков при межвалковом зазоре $\Delta = 3$ мм. Анализ результатов показал увеличение коэффициента K разбухания (как для ПВД, так и для ПВХ) в среднем на 5 ÷ 6 % при возрастании частоты вращения валков с 15 до 30 мин^{-1} . Это объясняется ростом (за единицу времени) накопленной в полимерном материале упругой деформации, обусловленной значительными сдвиговыми напряжениями при вальцевании. Кроме того, необходимо отметить, что с повышением температуры в пределах рабочего диапазона 403 ÷ 453 К конечное значение коэффициента разбухания возрастает на 3 ÷ 6 %. Для ПВД 15802-020 коэффициент $K = 1,32 \div 1,45$; для композиции ПВХ 0-40 — $K = 1,10 \div 1,24$.

Наряду с установлением зависимости коэффициента разбухания от частоты вращения валков определяли также влияние на величину K значения межвалкового зазора, который варьировали в диапазоне $\Delta = 2 \div 4$ мм. В соответствии с рис. 3 для исследованных полимеров коэффициент K разбухания возрастает с уменьшением межвалкового зазора Δ , что объясняется увеличением распорного усилия в межвалковом зазоре и, соответственно, сдвиговых деформаций в массе расплава. Для композиции ПВХ коэффициент разбухания изменялся в диапазоне $K = 1,28 \div 1,67$ и при снижении толщины рифленого листа с 4 до 2 мм увеличивался в среднем на 25 ÷ 26 %. Для ПВД значение составляло $K = 1,08 \div 1,38$, возрастая с уменьшением толщины листа на 22 ÷ 24 %.

Таким образом, полученные результаты исследования одной из реологических характеристик полимера — коэффициента разбухания для наиболее легкодоступных и применимых полимеров, позволяют определить оптимальные параметры процесса вальцевания с получением рифленых листов и повысить качество товарной продукции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Басов Н. И., Брагинский В. А., Казанков Ю. В. Расчет и конструирование формирующего инструмента для изготовления изделий из полимерных материалов. М.: Химия, 1991. 253 с.
2. Пат. 2250165 РФ: Устройство валцов для изготовления полимерных рифленых листов: МПК⁷ В29 D7/01.
3. Виноградов Г. В., Малкин А. Я. Реология полимеров. М.: Химия, 1977. 437 с.
4. Гуль В. Е., Кулезнев В. Н. Структура и механические свойства полимеров. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1972. 320 с.

УДК 343.779.001.76

М. Ю. КОНОНОВА (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

К вопросу о движущих силах и организационных коммуникациях в современных инновационных процессах

Такие виды производства, как материальное и духовное (создание новых знаний), получают разную оценку и играют соответствующую роль в обществе в зависимости от социальной обстановки, действующей культуры и потребностей людей, живущих в нем в данный момент. Характерным для многих философских, экономических, социологических трактовок в этом плане является признание процесса создания новых идей как основного фактора прогресса и экономического процветания общества. Наиболее ярко это проявляется в рассматриваемых наукой "законах" его развития. В самом общем виде законы развития любой системы можно разделить:

на законы, установленные по договоренности между людьми, например соглашения, обладающие юридическим статусом;

законы, устанавливающие гарантированное изменение системы, такие как законы физики, выражающие устойчивые повторяющиеся связи между явлениями, процессами и состояниями тел (законы Пифагора, Архимеда, Ньютона, Кирхгофа, Менделеева и т. п.).

На некую универсальность всегда претендовали и общественные законы. Однако с учетом особенностей становления и развития общественно-научного знания, когда на общество переносились закономерные связи из естественно-научных и технических дисциплин, объективность подобных упрощенных законов требует многих уточнений: для каких именно систем они "действуют", для каких событий, в каких территориально-временных и исторических рамках. В ряде случаев "законы развития", которые были приняты большинством на веру, в дальнейшем приобретали объективные самостоятельные черты, в результате чего они не столько описывали существующую действительность, сколько формировали собственную.

В задачу исследователей развития общества, которые не воспринимали историю как стихийный процесс, входило не только выявление социальных систем и закономерностей в них, но и обнаружение "рычагов" (движущих сил), с помощью которых можно было бы качественно влиять на социальные процессы, управлять ими. Так, например, социальными детерминистами рассматривался вопрос о "значении деятельности людей, индивидуального творчества для конкретного хода социальной истории" [1].

В данном контексте наиболее наглядным представляется спор, развернувшийся еще в XIX веке и продолжающийся сегодня между представителями "марксизма" (материалистами) и некоторыми другими западными философско-политическими течениями "идеалистического"

толка, которые, в целом признавая взаимообусловленность явлений действительности, по-разному представляли сущность и значение движущих сил общественного развития.

В рамках марксистского учения основным элементом производительных сил признавались люди, способные к труду [2, с. 288]. Свое отличие от "технологических детерминистов Запада" специалисты марксизма-ленинизма видели в отношении к роли и месту производительных сил в общественном развитии. В качестве иллюстрации данного различия приведем выдержки из критической статьи популярного в Советском Союзе журнала "Наука и жизнь": "Признавая главной силой общественного развития технику, отдельные технические достижения, атомную бомбу или реактивную авиацию, различные концепции "технологического детерминизма" в то же время считают, что в основе технологического развития общества лежит ничем не обусловленная творческая деятельность гениальных одиночек, совершающих научные открытия и тем самым обеспечивающих технический прогресс... Наряду с переоценкой роли гениальных личностей "технологические детерминисты" полностью отрицают решающую роль масс в истории общества, изображая массы как "пассивное стадо животных", бессильных пред всемогущей техникой. "Технологический детерминизм" является, таким образом, повторением различных давно опровергнутых марксизмом идеалистических теорий, считающих основой общественного развития не объективные закономерности материального производства, а исключительно разум, гений исторических деятелей, ученых и изобретателей" [3, с. 44]. Это писалось ранее.

Но отражение подобных различий можно отыскать и в современных теоретических выкладках, претендующих на описание действительности и сценариев будущего экономического устройства государств. В качестве производительных сил общества современной наукой рассматривается широкий спектр инструментов, в том числе "инновации", "интеллектуальная собственность", "кадры", "профессиональные сообщества" и "коммуникации". Признавая существование кризиса в отечественной науке, ее плюрализацию, трудно надеяться, что без государственных программ комплексного исследования развития общества в ней будет выработана единая позиция с научным обоснованием истинных движущих сил в обществе.

Авторы исторического материализма резонно призывали деятелей науки исходить из практических нужд общества и человека, определяя суть прогресса науки в ре-

шении реальных задач, которые ставит перед ней развитие производительных сил, в том числе развитие техники. По выражению Ф. Энгельса, потребности производства двигают науку быстрее, чем десяток университетов [3]. Стоит отметить, что подобным подходом никогда не пренебрегали ведущие державы мира. Именно умелое сочетание удовлетворения текущих потребностей с прогнозом и коррекцией будущих позволило вырваться вперед существующим транснациональным корпорациям, а также тем странам, население которых сегодня составляет так называемый золотой миллиард.

Марксистская философия считает, что решающим фактором развития общества является способ производства, т. е. совокупность производительных сил и производственных отношений, которые определяют природу существующего общественного строя, в том числе и тип собственности на средства производства. После распада СССР характер производственных отношений в стране стал стремительно меняться. Полного осмысления изменения производительных сил и производственных отношений в современной России, а также осмысления роли научно-технического сообщества, в особенности в области производства "интеллектуальной собственности", "инноваций", "человеческих ресурсов", — не происходит. Отсюда вытекает неудовлетворительный уровень ряда предлагаемых законопроектов. В то же время прямое или поверхностное калькирование любых идей и предложений в сфере хозяйствования, как не раз доказывала история, может стать серьезным препятствием на пути развития производства, производительных сил и экономики страны в целом.

Пример противоположной политики демонстрирует Китай, который, не "списывая" с экономики других стран хозяйственную и идеологическую базу, а лишь заимствуя для удовлетворения своих потребностей их отдельные механизмы, не только развивает свое внутреннее устройство, но и раз за разом достигает значительных мировых успехов. Впитав в себя в середине XX века идеи западной марксистской философии и политической экономики, эта страна в итоге сумела перенастроить взятый ею на вооружение закон исторического развития под собственную культуру и подобрать адекватные формы реализации законов исторического развития в деятельности своих граждан. Переведа с китайского "социализм с китайской спецификой" — каждый иероглиф в отдельности — по смыслу мы получим "союз кланов вокруг престола предков с оттенками цвета срединного государства" [4]. Такова суть китайского социализма, который существовал задолго до того, как в Европе появилось само понятие социализма. И приход в свое время к "марксизму", и современный уход от него, и иная вестернизация Китая всегда служили только собственным целям Китая, одной из которых было сохранение и развитие на благо страны "китайской специфики".

"Вестернизация сознания китайцев была абсолютно необходима для восприятия китайцами иностранных инноваций, для внедрения передовых и высоких технологий в практику хозяйства. "Раскрепощение сознания" молодежи от догм марксизма решалось путем физического оставления интеллигенции нового поколения за рубежом. Сотни тысяч китайских студентов, обучавшихся в университетах Европы и Америки, остались работать в ведущих технологических компаниях и исследователь-

ских центрах Запада. Так была решена задача подготовки кадров для инновационного прорыва. Теперь началось массовое возвращение китайцев в КНР. Параллельно путем "реформ и открытости" шел процесс затягивания в Китай современных производств. Так была решена задача создания материальной базы модернизации. Уже в план 11-й пятилетки (2006—2010) записана задача перехода страны из статуса индустриальной державы в статус технологической державы — такой, как Япония или Германия. Теперь следует ожидать, что в план 12-й пятилетки (2011—2015 гг.) будет записана задача перевода КНР в статус инновационной сверхдержавы, какими в конце XX века были лишь СССР и США" [4].

Это подтверждает прошедший в октябре 2007 г. XVII съезд Коммунистической партии Китая. По мнению очевидцев этого "показательного мероприятия", страна провозгласила продолжение перехода к государству "инновационного типа", с тем чтобы "мощь науки и техники пустить на экономическое и социальное развитие страны и ее безопасность".

Важной вехой для развития китайского общества, обозначенной властями, стало формирование у нации единства взглядов на природу и общество, на историю страны и мира. При этом "смену модели китайской политики", "концепцию научного развития" будет дополнять фундаментальный закон исторического развития китайцев — даосско-конфуцианская доктрина. "Ху Цзиньтао начал перевод сознания масс на традиционные устои культурного превосходства и национального величия Поднебесной. Ввел ключевое значение "ценности и силы национальной Духа", а, главное, морального превосходства даосского идеала "социальной гармонии". В результате съезд продемонстрировал, что Китай уже сегодня олицетворяет собой "действующую модель процветания" в мире, а главное — имеет образ-стратегию и ресурсы для того, чтобы превратить Поднебесную в "страну покоряющей привлекательности", "в центр притяжения и поглощения мировой энергии творчества, созидания, денег" [4].

Азиатские представления о социальном прогрессе при соблюдении любых внешних форм всегда отличались от европейских критериев и идеалов развития человека и общества. Уверенность китайцев в возможности реализации намеченных грандиозных планов, а также достигнутые страной успехи в политике и экономике расходятся с теоретическими выкладками ряда экономистов. Вызывают сомнения перспективы развития КНР в условиях низкого материального благосостояния населения страны при отсутствии возможностей государства удовлетворять растущие потребности многочисленного народа, а также в обстановке, когда институт интеллектуальной собственности обречен на поприще. Один из вопросов, который возникает при анализе производства, в том числе китайского, связан с мотивацией трудящихся. В качестве побудительных мотивов людей к деятельности можно рассматривать их собственные потребности, а также внешние стимулы и условия осуществления социальных действий. Конечными основаниями целенаправленного субъекта служат разделяемые им ценности [4, с. 27, 28]. Ценностные ориентации определяют для субъекта: "его поступки, жизненные планы, социальную активность, реализацию им своего потенциала, потребности, выбор целей проявления своей активности, определяющих выбор и планирование конкретной деятельности"

[5, с. 43]. У китайцев на сегодняшний день таковыми ценностями объявлены "патриотизм, чувство национального достоинства, справедливость и общественная ответственность на ключевые объекты экономики" [4].

Анализ движущих сил общества невозможен без учета законов его развития, например тех, которые выражают СОХРАНЕНИЕ ТЕНДЕНЦИЙ ИЗМЕНЕНИЙ [6, с. 180—191] в историческом процессе:

закона экономии времени;

закона повышения потребностей;

закона роста производительности труда.

Согласно закону экономии времени доля необходимого времени (времени простого воспроизводства) по ходу исторического развития уменьшается, а доля свободного времени столь же закономерно увеличивается. Под свободным временем подразумевается "избыток социального времени над временем простого воспроизводства, которым общество может распоряжаться по "своему произволу". По мнению О. Л. Кузнецова, П. Г. Кузнецова, Б. Е. Большакова, сокращая (экономя) необходимое время и увеличивая долю свободного времени, человек "совершает скачок из царства необходимости в царство свободы" [6, с. 182].

Другая тенденция социального развития — рост количества потребностей общества. Эта закономерность предполагает увеличение необходимого времени для их удовлетворения. Однако в результате закономерного роста производительности труда происходит "сокращение необходимого социального времени на удовлетворение одной и той же потребности" [6, с. 186]. Такой рост производительности труда осуществляется в результате:

роста энерговооруженности труда;

роста коэффициента полезного действия машин, механизмов и технологических процессов;

роста социального коэффициента полезного действия, отражающего ту часть выпускаемой продукции, которая обеспечивается платежеспособным спросом и действительно удовлетворяет потребности.

Таким образом, рост возможностей человечества при увеличении потока потребляемых ресурсов осуществляется в результате повышения эффективности их использования за счет создания "новых (более эффективных) источников мощности, более совершенных машин и механизмов, более эффективных систем управления, включающих выпуск продукции, не пользующейся потребительским спросом" [6, с. 235].

Очевидно, что в перечисленных способах интенсивного общественного развития, с одной стороны, особое значение имеют творчество и его результаты, которые должны обладать и "коммерческой ценностью". С другой стороны, целью организатора любого производства является переход от внешних стимулов деятельности к внутренним мотивам. В современной России в производстве действуют как стимулы, так и мотивы, однако согласованных действий в рамках единого государства не наблюдается. На деле выходит, что каждый трудится "на своей волне". В качестве показательного примера можно привести распространение внутри страны "духа корпоративной культуры". Благодаря ему внутренние мотивы работников оказываются на службе у замкнутых корпораций или мелких контор, которые по своим ценностным ориентациям мало зависимы от государства и общества, имея собственные критерии качества

ва труда, производственные отношения, шкалу ценностей, гимны и знаки отличия.

Мотивация напрямую связана как с целями человека, так и с его потребностями. Однако зачастую результат труда специалиста, цель его деятельности и его индивидуальные потребности не совпадают. Так, например, в качестве результата труда человека могут появиться те или иные товары, а его целью при этом будет являться получение заработной платы. Об индивидуальных потребностях, как правило, речь вообще не идет, они подменяются получением зарплаты. Умелая манипуляция этими тремя составляющими образует современную индустрию "по повышению мотивации у сотрудников", когда в качестве потребности-цели людям помимо "зарплаты" и "премии" прививают также тягу к "успешности", "продвинутой" и "корпоративу". Однако практикой давно доказано, что деньги в качестве стимула проявления творческих способностей человека имеют ряд ограничений, а то и вовсе оказываются никак с ним не связанными.

Адекватным показателем социального развития служит учетная единица, отражающая соотношение двух составляющих общего социального времени: времени необходимого и свободного. Исходя из этого можно предположить, что рост возможностей самостоятельно распоряжаться жизненным временем и творческими способностями является для специалистов более естественной и сильной мотивацией, чем все остальное. Другое дело, как оценивать это свободное время человека, как отделять его от "необходимого"? Сегодня этот вопрос крайне актуален. Для начала следует понять, на что современный человек тратит "послерабочее" время. В России в этом плане распространена ситуация, когда граждане работают целыми днями: либо сверхурочно на одной работе, либо на нескольких попеременно. Цель такой формы занятости, как правило, одна — получение дополнительного дохода. На что тратят свое свободное время остальные? В современном мире гипертрофированной сферы услуг можно представить досуг трудящегося в качестве той же работы, только по поддержанию и обслуживанию виртуального мира потребностей, формируемых искусственно извне. Главным работодателем в этой современной отрасли являются продавцы "услуг", "досуга", "стилей жизни" и "моды". Их основным инструментом являются технологии по привлечению внимания: манипуляция, рефлексивное управление. Главным ресурсом развития индустрии потребления становится освободившееся время трудящихся масс. За него и идет борьба буквально под лозунгом "время — деньги". В результате новой конкурентной борьбы свободное время человека подменяется временем псевдосвободным в том смысле, что человек, тратящий свое свободное время в бесконечном потреблении всевозможных услуг, на деле в большей степени становится производителем благ для владельцев сферы услуг. Участие в современной гонке потребления оборачивается для человека подавлением его воли, естественных творческих и других способностей, подменой индивидуальных свойств личности унифицированными шаблонами из виртуального мира "моды", неспособностью управлять собственной жизнью, а в конечном итоге — рядом физических и духовных заболеваний.

Наличие свободного времени и его качество характеризуют уровень жизни, а также определяют возможности дальнейшего развития общества и его подсистем. Однако

речь здесь может идти не только о творческой работе в области инноваций, например, в науке и технике. Есть и другие не менее важные сферы деятельности, где представители научно-технического и других профессиональных сообществ как движущие силы научно-технического и социального прогресса могли бы проявить свои уникальные способности. Рационализация собственного воспроизводства в виде воспитания талантливых и здоровых детей, будущих творцов и специалистов — не менее значимая задача общества.

Признаками, по которым общество может оценивать свое "свободное время", его наличие и качество, являются: степень осознанности свободного времяпрепровождения;

формируемые духовные ценности;
формы, в которых проявляются потребности человека;
степень удовлетворенности людей;
результативность трудовой деятельности;
уровень развития интеллектуальных и духовных способностей членов общества.

По Энгельсу, избыток благ является условием социального прогресса. Таким образом, возможность появления у человека "избытка" свободного времени в результате сокращения рабочего времени, необходимого для создания требуемых развивающимся обществом благ, является одним из ведущих факторов его развития.

Для обеспечения интенсивного инновационного развития, например в области науки и техники, мотивация ученых и инженеров должна быть основана на научно-технической деятельности как ценности, т. е. ценности научного и технического творческого процесса, имеющего практический результат. Существование и развитие таких ценностей возможно только при условии их общественного признания и всеобщей поддержки. Приобщение к таким ценностям широких слоев общества способствует формированию общих целей и интересов, связанных с инновационным социально-экономическим развитием, и преодолению конфликтной формы противоречия интересов. Очевидно, что любая организация современной науки и производства возможна только при постоянном внимании и поддержке со стороны государства. Речь идет не только о финансовой подпитке, а о всесторонней поддержке, включающей систему морального поощрения.

Несмотря на объективные минусы, которые возникали в ходе реализации творческих способностей ученых в рамках государственных программ, высокая значимость фиксированных открытий для будущего страны признается многими исследователями. В прогрессивном мире происходит ежедневное сокращение жизненного цикла инноваций — периода времени от зарождения идеи у новатора до освоения и использования его у потребителя. Стремительное моральное устаревание товаров и технологий порождает острую необходимость в генерации новых идей и открытий: "Волна базисных и поток улучшающих инноваций, необходимых для становления постиндустриального технологического способа производства, освоения и распространения шестого технологического уклада, усилит востребованность научных изобретений и открытий" [6, с. 272, 273]. В широком плане развитие общества может идти в том и только в том случае, если в нем реализуются определенные идеи, обеспечивающие рост его возможностей. Отсутствие идей создания новых

источников мощности, новых технологий, новых систем управления, которые повышают эффективность использования мощностей, имеющихся в употреблении общества, "означает прекращение интенсивного роста возможностей общества, то есть остановку его развития, застой и последующую деградацию" [6, с. 189]. Именно поэтому в мире, с одной стороны, всегда шла порой невидимая, но ожесточенная борьба за интеллектуальные ресурсы развития, а с другой — активно формировалась система их защиты [7].

Государство, развивая институт интеллектуальной собственности, не только создает внешние стимулы для трудящихся, но и порождает у них внутренние мотивы к развитию собственной творческой деятельности. Эти мотивы обуславливаются ощущением "собственности на средства производства" через "владение интеллектом" [8, с. 38]. Дополнительным мотивом для трудящегося является общественное признание его труда, которое не во всех случаях, но все же можно доказать (по крайней мере самому себе) юридическими документами.

Другим средством мотивации работников является чувство обладания собственностью акционерного типа: "Акционирование предприятий, как правило частичное, привело к поразительным результатам. Во-первых, сняло социальную напряженность, породив иллюзию равенства между предпринимателем и наемным работником. Во-вторых, поставило в зависимость размеры дохода работника от результатов деятельности предприятия, а значит, и его лично. В-третьих, пробудило творческий потенциал работника, работающего уже как бы "на себя". В-четвертых, резко сократило количество забастовок, поскольку "сохозяева"-работники получили возможность влиять на регулирование экономических споров. В-пятых, расширило возможности участия трудящихся в управлении на производстве" [8, с. 38]. Далее автор работы [8] делает вывод, что подобное "даже частичное наделение работников собственностью сумело уменьшить антагонизм отношений присвоения и отчуждения". При этом четвертый и пятый пункты данного рассуждения на практике оказались в большинстве случаев абсолютно несостоятельными, т. е. той же иллюзией. В действительности оказывать реальное влияние на спорные управленческие решения на производстве и их же принимать способны только обладатели контрольных пакетов акций.

Современные формы отношения собственности и присвоения в научно-технической сфере строятся с учетом рыночного характера экономических и гражданско-правовых отношений. Один из главных вопросов, который возникает при анализе нынешних экономических отношений и сущности интеллектуальной собственности, следующий: какими правами объективно обладает автор интеллектуальной собственности? Свобода частного предпринимательства включает новаторов в соответствующую экономическую гонку. При этом нередко его права перекрываются собственностью на его "права собственности", принадлежащей иным участникам рынка. В результате авторы интеллектуального продукта оказываются несвободными в принятии решений, касающихся их интеллектуальной собственности. Они вынуждены действовать в рамках условий, диктуемых субъектами экономики.

Возможность создавать и работать с интеллектуальной собственностью сегодня напрямую зависит от уровня развития средств производства, от качества жизни самого работника, а также от наличия у него возможности получить хорошее образование, трудиться на достойном рабочем месте. Отношения собственности в данном случае строятся в том числе на основе доступа к соответствующим материальным и нематериальным ресурсам. Кроме того, производитель интеллектуальной собственности оказывается напрямую зависимым от владельцев собственности, пользующихся правом определять способ жизнедеятельности людей. Эти собственники — создатели образов жизни, символов успеха, стилей поведения и стандартов потребления продукции массовой культуры — сегодня занимают вершину пирамиды мировой экономики [9, с. 23].

Интеллектуальная собственность стала символом грядущей эпохи: "постиндустриальной", "информационной", "кибернетической". Она пришла на смену "традиционным" формам собственности якобы уходящего в прошлое "индустриального" мира. Новое "интеллектуальное" производство, основанное на творческом потенциале личности, должно помочь преодолению кризиса "переходного периода" в отношениях хозяйствующих субъектов, а главное — проложить дальнейший путь развития человеческого общества. Однако, судя по ситуации, наблюдаемой сегодня в самых разных областях российского производства (например, серьезные экономические разрывы как между отраслями, так и внутри отраслей), никакие новые веяния в целом так и не решили проблему отчуждения работников от своего труда и от его результатов.

Одной из ключевых задач России на рубеже XX века было объявлено "повышение конкурентоспособности экономики на мировом рынке". Для его осуществления субъектами хозяйствования рассматриваются новые правила "игры" и новые технологии эффективного обмена товарами на рынке. Особенностью современной мировой экономики является ее транснациональный характер: распределение ведущими державами собственного материального производства по всему миру. При этом непосредственно за собой его владельцы оставляют контроль над "знаниями", постепенно трансформируя мировую экономику "из экономики материальных активов в экономику нематериальных активов" [10, с. 243]. При этом повышение доходности и устойчивости как государственного производства, так и бизнеса сильные мира сего связали с развитием инфраструктуры создания, поддержания и защиты "интеллектуальной собственности". В России нормотворческая работа в области интеллектуальной собственности в начале XXI века приобрела довольно оживленный характер. Это объясняют, например, такой причиной, как желание России беспрепятственно провести переговоры о вступлении в ВТО, поскольку "борьба с нарушениями прав на изобретения и товарные знаки является непременным условием участия в этой организации" и требует "координации" национальных законов с международными.

К другим особенностям современных рыночных отношений и конкурентной борьбы, помимо "ужесточения" национальных законодательств в отношении интеллектуальной собственности, также относятся:

наращивание денежной оценки имущественных комплексов организаций за счет нематериальных активов;

последующее доминирование в хозяйственных отношениях сделок с интеллектуальной собственностью над оборотом материальных объектов;

усиление информационной составляющей нематериальных активов (рекламы, мифов и пр.) для укрепления социальных позиций интеллектуальной собственности;

интеллектуализацию производственно-технологических процессов наряду с моральной утратой статуса материального производства;

перераспределение финансовых потоков в пользу производств на основе новых высокоинтеллектуальных технологий (например, через новые способы управления интеллектуальными ресурсами, на основе новых технических, организационных и пр. решений);

усиление конкурентной борьбы за исключительные права на новые идеи и изобретения, увеличение числа правонарушений в этой области;

монополизацию производства инновационной продукции, распространение интеллектуальной "ренды";

рост доходов не от реализации или освоения новой продукции и секторов рынка, а за счет опережения конкурентов по показателям роста стоимости акций компании или рыночной стоимости бизнеса, основу капиталоемкости которых во многих случаях составит интеллектуальная собственность.

Отмечается также повышение рейтинга лидеров технических производств и высокоинтеллектуальных компаний не столько за счет стоимости их "интеллектуальной собственности", сколько за счет высоких оценок качества "человеческого капитала" и творческих способностей соответствующих коллективов, способных создавать инновации на этих предприятиях.

Необходимо учитывать все эти тенденции при формировании и реализации научно-технической политики государства. На мировом рынке государство можно рассматривать в качестве самостоятельного хозяйствующего субъекта, действующего по тем же схемам, что и частные корпорации. И там, и там роль нематериальных активов возрастает по мере развития законодательства об интеллектуальной собственности и расширении сферы ее использования в торговле.

В силу специфики научной деятельности нематериальным активам в научно-технических организациях начинают отводить "определяющую роль", с одной стороны, как "средствам производства", а с другой — как "товару" в виде интеллектуальной собственности на научные идеи, фундаментальные знания, изобретения ученых [11]. Вновь возникающие виды научно-технических коммуникаций, например различные технопарковые структуры (инкубаторы, технологические парки, технополисы), несут в себе новую идеологию управления нематериальными ресурсами через выстраивание специализированных сетей знаний и инноваций. Основной упор в этих структурах делается на создание механизма "эффективного использования интеллектуальной собственности". Что же касается традиционных государственных научных институтов России, то, испытав на себе период безвременья "переходной" экономики, большинство из них с имущественными правами на интеллектуальную собственность оказалось в ситуации кризиса. То же самое происходит и с собственностью многих самостоя-

тельных российских изобретателей. Присвоение результатов чужого труда обманным путем, когда ноу-хау или патенты научных организаций и ученых (не говоря уже об их идеях) используются в коммерческих целях без каких-либо на то разрешений — один из самых распространенных видов правонарушений в современном мире.

Подобная ситуация заставляет современные научные организации стремиться к самостоятельности, приобретая соответствующую компетентность и уделяя все больше внимания области производства научно-технической продукции в качестве собственного конкурентоспособного товара.

При этом научно-техническая продукция, обладая для большинства покупателей таким качеством, как новизна, или будучи технически сложной, приобретает и ряд других специфических черт. Для потенциальных покупателей она оказывается, прежде всего, "товаром доверия", таким товаром, "качество которого не только физически невозможно проверить в момент приобретения, как у обычных товаров (а требуется время для выявления этого качества в процессе использования товара), но и сам покупатель подобного товара оказывается недостаточно компетентен (соответствующего опыта и быть не может) для адекватной оценки его качества" [11].

Таким образом, для успешной реализации новой научно-технической продукции главным становится доверие, но не столько к "качеству" товара, сколько к самой научной организации, ее представителям. Для заказчика на первый план выходит репутация производителя "товара доверия", которая и определит в дальнейшем его конкурентоспособность. Кроме того, торговое имя организации само становится ее важным нематериальным активом и предметом маркетинга. Все это приводит в действие специфический коммуникационный механизм между заказчиками, разработчиками, менеджерами и инвесторами: кооперацию на доверии — либо личном, проверенном на опыте, либо приобретенном через умелую рекламу. Отечественные государственные научные организации в большинстве своем не имеют в этом плане никаких преимуществ. Это связано и со сложившимися формами собственности, и со спецификой деятельности, а в итоге это оборачивается неблагоприятным положением российских производителей по отношению к зарубежным конкурентам.

Современный формат экономической деятельности, в который вовлечена Россия, не только открывает перспективы покорения дополнительных торговых ниш, но и влечет за собой целый шлейф непредсказуемых экономических и политических последствий. В первую очередь эти негативные моменты проявляются в доминировании конъюнктуры, случайности существования и функционирования "интеллектуальной собственности" над всеобщими необходимыми процессами научно-технического творчества, изобретательства и инновационной деятельности. Работая в условиях высокого уровня неопределенности получения и применения результатов творческого труда, российские исследователи и разработчики фактически лишены надлежащей охраны, а их права нарушаются.

Из-за юридических фикций, связанных с "интеллектуальной собственностью", оценка результатов интеллектуального творческого труда ученых-специалистов в области технических наук затруднена либо форсируется

тем или иным способом в интересах лишь одной из заинтересованных сторон. Отношение к интеллектуальной собственности, выражаемое в принимаемых в России законах, менялось так часто, как, пожалуй, нигде в мире. С легкой руки законодателей, отдельные виды научного знания то формализуются, то также быстро перестают "быть товаром", их исключают из "интеллектуальной собственности", но, самое главное, оставляют без охраны.

Таким образом, при внедрении политики, основанной на интеллектуальной собственности, в России на первый план должны выйти вопросы: о контроле за добросовестным поведением государства и общества по отношению к гражданам и организациям-правообладателям, о недопущении воровства идей и разработок, а также о наказании виновных лиц. Это напрямую связано не только с поддержанием доверия и мотивацией деятельности профессиональных сообществ, но и затрагивает сферу стратегических интересов и безопасности государства, например, когда речь идет о разработках двойного назначения.

В соответствии с Концепцией национальной безопасности РФ в основе целей, а также стратегических и текущих задач государства лежат реализация и защита его национальных интересов. Основные угрозы национальной безопасности России связаны с неудовлетворительным состоянием отечественной экономики. К ним относятся [12]:

- ослабление научно-технического и технологического потенциала страны;

- сокращение исследований на стратегически важных направлениях научно-технического развития;

- отток за рубеж специалистов и интеллектуальной собственности.

Все они угрожают России "утратой передовых позиций в мире, деградацией наукоемких производств, усилением внешней технологической зависимости и подрывом обороноспособности России" [12].

Согласно Концепции, обеспечение национальной безопасности Российской Федерации, а также подъем экономики страны в настоящее время связаны с проведением экономического курса по "усилению государственной поддержки инвестиционной и инновационной активности, оказанию реальной государственной поддержки целевых программ структурной перестройки промышленности" [12].

Однако, если учесть такой показатель экономического потенциала страны, как количество регистрируемых в ней патентов, нельзя утверждать, что ситуация в России приближается к исправлению. На международной конференции "Инновации РАН-2007", проходившей с 7 по 9 ноября 2007 г. в городе Черноголовка Московской области, глава Роспатента Борис Симонов сказал: "Вклад интеллектуальной собственности в ВВП страны составляет всего 9,9 миллиардов рублей, что до обидного мало для государства с такой мощной научной системой". Это дает основание сделать заключение о "низкой эффективности научных учреждений, в том числе академического сектора, а также о том, что инновационная среда в России практически отсутствует" [13].

Несмотря на печальную статистику, многие отечественные исследователи связывают грядущее преобразование России именно с наращиванием и реализацией собственного интеллектуального научно-технического и на-

учно-технологического потенциала, называя его "инновационным" путем развития. Его основа — систематическое использование прогрессивных знаний во всех видах производства (в материальном — технических достижений, в духовном — новых знаний, а также в воспроизводстве кадров) и их связи с социальными технологиями.

Обо всем, что связано с инновациями, написана масса литературы, начиная с фантастических историй (футурологи Герберт Уэллс, Иван Ефремов и пр.), описаний конкретных образцов техники и заканчивая стратегиями "инновационного прорыва". Кроме того, наблюдается ситуация, когда только ленивый не вставляет в свои измышления "актуальную" ныне терминологию — "инновация", "инновационное развитие", не вникая при этом в ее суть. Однако наполнение таких понятий правильным смыслом (ценностью, значимостью) и образом (символом) само по себе более чем инновационно.

Традиционно под инновациями подразумеваются внедренные в хозяйственную деятельность новшества. При этом понимание, "для чего" или "для кого" должно быть полезно нововведение, а также как именно его оценивать, оказывается принципиальным.

В соответствии с Концепцией, описывающей главные принципы национальной безопасности России, речь идет об освоении и развитии всех прогрессивных технологий, "освоение которых обеспечит конкурентоспособность российских предприятий на мировом рынке". Однако наряду с этим существует и активно развивается другой подход, согласно которому инновацией признается прибыльное (рентабельное) использование новшеств в виде новых технологий, видов продукции и услуг, организационно-технических и социально-экономических решений производственного, финансового, коммерческого, административного или иного характера" [14, с. 160]. Идеология поощрения прибыльности инноваций нашла отражение во многих проектах и конкурсах, организуемых в этой области в России. Например, согласно положению конкурса по "инновационно-ориентированному фундаментальным исследованиям", организованного совместно Российским фондом фундаментальных исследований и Фондом содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере, "инновация считается состоявшейся, если она дошла до рынка продукции или услуг. Таким образом, любой существенный научный результат, имея самостоятельную ценность для науки, приобретает рыночную значимость лишь после прохождения инновационного этапа" [15]. Согласно этой логике, в России выстраивается один из типов инновационного процесса в виде "инновационной бизнес-системы", включающей такие экономико-организационные формы, как "венчурная фирма", "деловые ангелы", "бизнес-инкубатор" и т. д.

Между тем подобный идеологический упор на коммерциализацию инноваций нередко приводит к искажению целей инновационной деятельности государства. Этот аспект требует внимательного отношения, учитывая процесс все большей консолидации с инновационной деятельностью таких специфических сфер, как высшее профессиональное образование, наука и научно-техническая деятельность, поскольку любая проводимая государством политика в области инноваций будет автоматически затрагивать и эти стратегически важные от-

расли хозяйствования. Вследствие ограничения механизма поддержки инновационной деятельности до уровня поощрения "приоритетных инновационных программ и проектов" в соответствии с меркантильными интересами не происходит выхода на инновационные рубежи остальных производств, которые требуют иной благоприятной среды для творчества и иных критериев "инновационности" своей деятельности.

Решение указанных задач предполагает не только соответствующую законодательную деятельность (динамика которой в этой области оказалась отнюдь не инновационной), а прежде всего осмысление сущности и теоретической базы инноваций, а также их связи с тенденциями развития общества. В соответствии с современным характером мировой экономики в стране был проведен ряд реформ, нацеленных на приведение сферы российской науки и промышленности к виду, соответствующему прогрессистским взглядам на конкурентную борьбу и технологическое взаимодействие субъектов рынка [16]. Этим объясняют причины корректировки правовой охраны объектов промышленной собственности, а также появление новых типов организации участников производства и обмена инновациями. С этим также связано развитие в стране технопарковых структур как инновационных центров. В настоящее время в мире существует множество разнообразных форм технопарковых структур, например, "технологические парки" в России, "исследовательские парки" в США, "научные парки" в Великобритании, "научно-промышленные парки" в КНР.

В России выделяют три основные группы технопарковых структур [15, с. 55—63]:

инкубаторы, оказывающие разнообразную помощь новым инновационным фирмам, находящимся на стадии возникновения и становления;

технопарки, под которыми подразумеваются научно-производственные территориальные комплексы, поддерживающие малые и средние инновационные предприятия, находящиеся на различных стадиях коммерческого освоения научных знаний, ноу-хау и наукоемких технологий;

технополисы (наукограды), включающие университет или другие вузы, научно-исследовательские институты, а также жилые районы, оснащенные культурной и рекреационной инфраструктурой.

Несмотря на то, что первые технопарковые структуры начали формироваться в России более 20 лет назад, в современных условиях их можно назвать новым видом коммуникации между представителями науки, техники, технологий, государством и частными финансовыми структурами. По своему замыслу "технопарки" не рассчитаны на получение немедленной материальной прибыли, что в условиях длительного пребывания России в состоянии "дикого рынка" и ее дальнейшего развития по правилам "рыночной экономики" должно привести к новому социальному эффекту. Однако пока реализация интеллектуального потенциала через новые технопарковые структуры идет крайне медленно: с одной стороны, потому что не удается сформировать спроса на инновационную продукцию у венчурных капиталистов (или же, наоборот, "нет для них достойных инновационных предложений"), с другой — выясняются недоработки самих организаторов технопарков, нередко в связи с их недобросовестным отношением (так, рабочие площади и

территории "технопарков" могут сдаваться в аренду кому угодно: не по назначению, а лишь для получения ренты).

Учредителями технопарковых структур выступают, как правило, технические и другие вузы, научно-исследовательские и конструкторские институты и прочие научные учреждения, осуществляющие инновационную деятельность в сфере исследований и разработок. Однако, по мнению представителей академического сектора, новая инновационная инфраструктура, хотя и обладает потенциалом новых кооперационных связей между научными организациями и представителями бизнеса, все же не решает проблемы развития научного творчества и внедрения результатов интеллектуального труда в производство. Согласно действующему законодательству бюджетные организации не имеют права создавать малые предприятия для коммерциализации научных разработок, не имеют права на доход, получаемый от их реализации. В России практически все, что производится на бюджетные средства, а это 60 % разработок, принадлежит государству либо регулируется им по контракту [17].

В США подобная ситуация изменилась в 1980-е годы, когда права на интеллектуальную собственность государство фактически передало в частные руки, оставив за собой право в особых случаях забирать патент себе. В настоящее время считается, что для "развитых стран" доля патентов, принадлежащих крупным транснациональным корпорациям, составляет 90 % [18]. Именно поэтому политика по увеличению доли инновационно-активных предприятий в научных государственных структурах (НИИ, ФГУП) в случае ее проведения потребует серьезного контроля за возможностью "экономического" поглощения этих предприятий монополистами мирового рынка технологий.

Значительное влияние на инновационную политику могут оказать не только события, происходящие внутри отраслей или между фирмами, конкурирующими за рынок сбыта инновационной продукции, но и соответствующие преступления в этой сфере, ситуация, связанная с глобальной политической обстановкой в мире. Уже официально обозначаются тенденции, которые заставляют говорить не об инновационном, а инерционном развитии отдельных его субъектов. Так, в январе 2008 г. на очередной сессии Всемирного экономического форума (ВЭФ) в Давосе уже официально темой был заявлен "мировой финансовый кризис". К этому времени экспертами ВЭФ в сотрудничестве с Citigroup, Marsh & McLennan Companies (MMC), Swiss Re, Wharton School Risk Center и Zurich Financial Service на основе опроса более ста ведущих экономистов, политиков и ученых был подготовлен доклад "Глобальные риски — 2008" по четырем основным направлениям — экономика, геополитика, продовольствие и социальная среда. Серьезные дискуссии развернулись вокруг нефтеэкономики, свидетельствовавшие об изменении политического положения стран-нефтеэкспортеров.

С такой же вероятностью, считают авторы доклада, может произойти серьезное падение американского доллара с внушительными последствиями для мировой финансовой системы. Прогнозируемый экономистами спад американской экономики может сказаться и на России (в первую очередь из-за его воздействия на стоимость сырья). И если Россия выберет не инерционный, а другой путь, своевременным и закономерным станет вопрос

о создании иных механизмов хозяйствования в стране, способах продуцирования и внедрения спасительных "инноваций" для дальнейшего развития и их защиты. По экспертным заключениям, альтернативы перенастройке экономики с сырьевого направления на инновационное у нас нет, как нет и соответствующих специалистов в этой области.

Однако это не означает, что в современной экономической теории нет наработок, способных снизить нагрузку на природу и "жизневысозирующие" системы при сохранении устойчивого развития общества. У России есть шанс предложить свой путь всему миру благодаря разработке новых схем функционирования экономики.

В настоящее время мы живем по навязанной искаженной системе прогрессивного развития рыночного хозяйствования. Оказалось, что во всеобъемлющей системе "купи-продажи" человек во многом лишается возможности сочетать интерес личный и общественный. Стойкость этого интереса в настоящее время измеряется банкнотами, а не выполняемой функцией. Хозяйствование идет по принципу раковой клетки: взять больше, чем отдать. Основным недостатком реализуемых моделей прогресса состоит в подчинении целей развития и средств их достижения временным, частным, краткосрочным интересам.

Существенным для здоровой экономики, по мнению специалистов, является следующее соотношение: производительные силы, включая духовность человека, должны опережать составляющую производства материальных благ и услуг, задача которой, в свою очередь, — опережение роста населения. Благодаря этому связь между поколениями не нарушается, а развитие становится устойчивым.

Одним из путей развития отечественной экономики может стать применение новых финансово-организационных механизмов для получения специфической прибыли и формирования спроса. Благодаря этим механизмам система сможет обращать в полезный продукт свою патологию (для России это действительно заманчивое предложение). Как говорится, "от черной коровки, да белое молочко". А работать по схеме "разрушим все до основания и на пепелище выстроим экономический рай", несмотря на опыт некоторых зарубежных стран, для нас опасно. Велика вероятность никогда не подняться с колен. Таким образом, в новой пострыночной экономике должны определиться:

иные цели (прогрессивное развитие людей, технологий, организаций и биосферы);

иной состав целевых показателей системы управления производством (по уровню развития людей, технологий, организаций и биосферы);

иные финансово-организационные механизмы;

иная теория эффективности (основанная на учете природной компоненты);

иная теория расширенного экономического воспроизводства (на механизмах, обусловленных первичным и абсолютным правом природы, общества и человека на здоровое развитие и свое истинно расширенное воспроизводство);

иная прибыль, которая станет лишь средством развития, но не самоцелью.

Получение выручки исключается, если не достигнута другая цель — развитие. Если же правильная цель достигнута, то и прибыль в соответствии с критериями развития должна быть.

Основные направления повышения качества водомазутных топливных эмульсий

Предлагается эффективный в экологическом и ресурсосберегающем плане метод подготовки топлива, а также использование термодинамического диспергатора в качестве устройства для подготовки топливно-воздушной смеси. Оценивается эффективность использования водомазутных смесей в качестве топлива.

An effective in respect of ecology and resource saving method of fuel treatment and use also of the thermodynamic disperser as device for the fuel-air mixture pretreating are proposed. The efficiency of use of water-masout fuel mixtures as the fuel is estimated.

В настоящее время основным жидким котельным топливом в энергетике и коммунально-бытовом секторе является мазут. Поэтому сегодня актуальны вопросы обеспечения полноты сгорания мазута, сокращения его расхода и снижения выбросов оксидов азота, серы, сажи, конденсированных ароматических углеводородов и т. п. [1]. Все чаще обращают внимание на такой эффективный в экологическом и ресурсосберегающем плане метод подготовки топлива, как получение водотопливных эмульсий (ВТЭ) [2, 3], которые обеспечивают:

повышение ресурса ДВС [4]; уменьшение дымности экологически вредных веществ (по СО — в 1,5÷2 раза, по NO_x — в 2÷2,5 раза [3]); экономию топлива до 5÷8 % [3] (некоторые источники говорят о 50 % экономии топлива [4]).

В Пензенском государственном университете на кафедре "Транспортно-технологические машины и оборудование" ведется работа по поиску новых подходов подготовки качественной рабочей смеси. Одним из вариантов решения поставленной задачи является применение термодинамического диспергатора (пат. RU 2233711 С1, 7 В 05 В 7/12, 15.11.2002) в качестве устройства для подготовки топливно-воздушной смеси (ТВС) и получения ВТЭ. Данный диспергатор работает на основе вихревых процессов и позволяет перемешивать топливо и воду в нужных пропорциях, а затем распылять полученную эмульсию с определенной дисперсностью (изменяя настройку диспергатора, можно получать эмульсию дисперсностью от 0,01 до 20 мкм). Для работы устройства воздух необходимо подавать под давлением от 0,2 до 3 атм. Диспергатор позволяет готовить гомогенную ТВС с небольшими затратами энергии. Широко используемые в настоящее время форсунки не способны приготовить настолько мелкодисперсную и гомогенную ТВС, даже используя давление в топливных магистралях до 200 атм. Следует отметить простоту и надежность конструкции диспергатора вследствие отсутствия подвижных частей, его небольшие габаритные размеры и высокую производительность в сочетании с малой себестоимостью.

Из сказанного выше можно сделать вывод, что применение термодинамического диспергатора в качестве устройства подготовки ТВС в системе питания ДВС может быть перспективным и позволяет по-новому решить

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 76)

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Социально-философский** словарь. Екатеринбург: Уральский ГУ, 1997. 543 с.
2. **Ойзерман Т. И.** Диалектический материализм и история философии. М.: Мысль, 1979. 308 с.
3. **Куроедов А. И., Делограмматик М. Н.** Факты опровергают. О "технологическом детерминизме" // Наука и жизнь. 1959. № 7. С. 42—46.
4. **Девятов А.** Специфика процветания. Историческое значение XVII съезда Компартии Китая // Завтра. 2007 (5 дек.) № 49(733).
5. **Фокин Ю. Г.** Технология обучения в высшей школе. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005. 328 с.
6. **Кузнецов О. Л., Кузнецов П. Г., Большаков Б. Е.** Система природа—общество—человек: Устойчивое развитие. Дубна: Международный университет природы, общества и человека. 2000. 302 с.
7. **Кузык Б. Н.** Россия и мир в XXI веке. М.: Институт экономических стратегий, 2006. 640 с.
8. **Шаховская Л. С.** Мотивация труда в переходной экономике. Волгоград: Перемена, 1995. 124 с.
9. **Рубанов В.** Мифы и реалии информационной эпохи // Проблема безопасности, 2003. № 5—6(51). С. 18—26.
10. **Овчинников В. В.** Глобальная конкуренция. М.: Институт экономических стратегий, 2007. 360 с.

11. **Валдайцев С. В., Завлин П. Н., Миндели Л. Э.** Нематериальные аспекты в науке: оценка и использование // Бюллетень Государственного Высшего Аттестационного Комитета РФ. 1997 (март). № 2. <http://informika.ru/text/mafaz/bullvak/2-97/2-3.html>.

12. **Концепция** национальной безопасности Российской Федерации. Утверждена Указом Президента РФ 10.01.2000, № 24.

13. **Иванова А.** Знаю как, но не скажу: почему российские ученые не торопятся создавать инновации и извлекать прибыль из ноу-хау? // Материалы сайта РАН, 2007. (10 ноября). <http://www.ras.ru/news/archive>

14. **Котлер Ф.** Основы маркетинга: Пер. с англ. / Общ. ред. и вступ. ст. Е. М. Пеньковой. М.: Прогресс, 1990. 736 с.

15. **Алфимов М. В., Бортник И. М.** Фонды соединяют усилия // Поиск. 2002 (01 фев.) № 5. С. 4.

16. **Инновационный менеджмент:** Учебник для вузов / А. Е. Абрамешин, Т. П. Воронина, О. П. Молчанова и др.: Под ред. О. П. Молчановой. М.: Вита-Пресс, 2001. 272 с.

17. **Дежина И.** Интеллект без посредников не продается // Правое дело. 2006 (нояб.). № 22(179).

18. **Костюк Е.** Патентная Потенция // Профиль. 2005 (14 марта). № 9(424).

задачу максимального обогащения рабочей смеси окислителем, сохраняя или улучшая при этом динамические и экологические параметры двигателя наряду со снижением расхода топлива [5].

По данным ООО "Энергосберегающие технологии" целью обработки мазута является повышение его качества и получение таких свойств мазута, как: уменьшение вязкости; повышение текучести; понижение температуры застывания; понижение температуры вспышки; более качественное распыление и более полное сгорание топлива и, как следствие, сокращение количества вредных выбросов с отработанными газами; приобретение свойств однородности и повышенной стабильности мазута и топливных смесей (сохранение изменений после установки УКГ свойств и качества приготовленного топлива при длительном хранении).

Первоначально вопросы приготовления и сжигания ВТЭ рассматривались лишь в аспекте надежного сжигания обводненных топлив. Однако первые же эксперименты показали, что при сжигании ВТЭ в топках паровых котлов кроме перечисленных выше положительных эффектов имеются еще и дополнительные. Так, сажевое число (по шкале Бахараха при сжигании эмульсии) при всех избытках воздуха оказалось ниже, чем при сжигании чистого мазута, что объясняется подавлением реакций крекинга в жидкой фазе в результате значительного отвода теплоты испаряющейся водой. В работе [6] описан опыт сжигания эмульгированного топлива в одном из промышленных котлов. Было отмечено также снижение на $85 \div 95$ % количества сажи в уходящих газах и уменьшение в $2 \div 3$ раза сажевого числа (по шкале Бахараха). Замедлились процессы окисления SO_2 и SO_3 вследствие возможности снижения коэффициента избытка воздуха. Улучшение перемешивания частиц топлива в воздухе за счет "микровзрывов" позволяет снизить избыток воздуха до критического значения и таким образом повысить КПД котла. Сжигание эмульсий приводит к уменьшению окислов азота в продуктах сгорания, так как снижается температура пламени. Кроме того, увеличение числа активных центров реакции активизирует горение и, соответственно, снижает концентрацию атомарного кислорода. В результате снижается скорость окисления азота [1].

При сжигании водомазутных топливных эмульсий (ВТЭ) достигается существенный экономический эффект, повышение КПД на $3 \div 5$ % и снижение эмиссии загрязняющих веществ (CO , сажи, окислов азота, бензапирена и других канцерогенных полициклических ароматических углеводородов) в атмосферу.

Кавитационная обработка водомазутной эмульсии с добавлением кальция перед ее последующим сжиганием позволяет уменьшить в дымовых газах концентрацию окислов азота в $2 \div 5$ раз, сернистого ангидрида в $2 \div 3$ раза, оксида углерода в $2 \div 2,5$ раза. Происходят глубокие структурные изменения в молекулярном составе углеводородов, степень дисперсности частиц асфальтенов, карбенов и карбоидов повышается до $2 \div 3$ мкм. Длинные молекулярные цепи преобразовываются в легкие углеводородные радикалы газовых, дистиллятных топливных фракций [6].

Наибольший экономический эффект и одновременное снижение газовых выбросов обеспечивает добавление в топливо $10 \div 15$ % воды, а наибольший экологический эффект в части утилизации загрязненных органическими продуктами вод реализуется при уровне водной фазы до 50 %.

Обеспечивается возможность сжигания некондиционных высоковязких и обводненных мазутов. В качестве

водной фазы можно использовать загрязненные промышленные стоки предприятий. При содержании воды в эмульсии более 20 % по объему качественные показатели процесса горения снижаются по сравнению с горением чистого топлива. Однако если учесть, что процесс сгорания ВТЭ достаточно стабилен при более высоком содержании воды (до $40 \div 50$ %) в зависимости от вида топлива, открывается возможность уничтожения (огневого обезвреживания) жидких стоков производства.

При этом стоки, даже если они не содержат горючих веществ, можно использовать в качестве водной фазы в мазутных эмульсиях и сжигать их, ставя основной задачей именно их уничтожение, а не теплофизические параметры процесса.

Использование гомогенизированной водно-мазутной смеси позволяет повысить коэффициент сжигания топлива, сэкономить мазут и уменьшить вредные выбросы NO_x и CO_x в атмосферу при их сжигании. Это можно объяснить следующим обстоятельством. Поступая в горелку, мазут распыляется форсункой. Дисперсность (размер капель) мазута составляет порядка $0,1 \div 1$ мм. Если в такой капле топлива находятся более мелкие капли воды (дисперсностью около 1 мкм), то при нагревании они вскипают с образованием водяного пара, который разрывает каплю мазута. В результате повышается дисперсность подаваемого в горелку топлива, т. е. увеличивается поверхность контакта топлива с воздухом, улучшается качество топливовоздушной смеси.

Для успешного проведения мартеновской плавки недостаточно подать в печь определенное количество теплоты, необходимо, чтобы температура факела при сгорании топлива была достаточно высокой. В высокотемпературной зоне топочной камеры капля эмульсии взрывается, и происходит вторичное диспергирование топлива [4]. В результате таких микровзрывов в топке возникают очаги турбулентных пульсаций, и увеличивается число элементарных капель топлива, благодаря чему факел увеличивается в объеме и более равномерно заполняет топочную камеру, что приводит к выравниванию температурного поля топки с уменьшением локальных максимальных температур и увеличением средней температуры в топке; повышению светимости факела благодаря увеличению поверхности излучения; существенному снижению недожога топлива; позволяет снизить количество вдуваемого воздуха и уменьшить связанные с ним теплопотери.

Одновременно в факеле происходят каталитические реакции, ведущие к уменьшению вредных газовых выбросов. Возможность снижения количества вдуваемого воздуха при сжигании ВТЭ весьма важна, поскольку КПД котельного агрегата при уменьшении коэффициента избытка воздуха на 0,1 % увеличивается на 1 %. Время пребывания капель в реакционном объеме топки возрастает из-за удлинения их траектории в процессе турбулентного перемешивания, увеличивается удельная реакционная поверхность капель топлива. Скорость сгорания топлива в виде мелких капель увеличивается и сопровождается выделением меньшего количества твердых продуктов, чем у крупных капель мазута, разрушаются смолисто-асфальтеновые структуры.

Факел горящего эмульгированного топлива в топочном пространстве сокращается в объеме, становится прозрачным. Температура уходящих газов уменьшается по сравнению с обезвоженным мазутом на $30 \div 35$ °С. Изменения параметров процесса горения и состава уходя-

УДК 664.647.3

А. Н. ОСТРИКОВ, д-р техн. наук, Ф. Н. ВЕРТЯКОВ, канд. техн. наук,
А. Н. ВЕРЕТЕННИКОВ, Д. А. СИНЮКОВ (Воронежская государственная технологическая академия)

Разработка выпарного аппарата непрерывно-циклического действия

Разработан выпарной аппарат непрерывно-циклического действия для получения концентрированных фруктовых и овощных пюре. Рассмотрены его конструкция и принцип работы.

An evaporative apparatus of the continuous-cyclical action for obtaining of concentrated fruit and vegetable puree has been elaborated. Its design and principle of operation have been considered.

Для получения пюреобразных фруктовых и овощных концентратов (повидло, джемы, кетчупы, пасты и т. п.), используемых в качестве начинок при производстве муч-

ных, кондитерских и других изделий (пирожков, ватрушек, слоев, пастилы, зефира и т. д.), разработана двухстадийная технология производства концентрированных фруктовых и овощных пюре [1].

Проведенные исследования [2] позволили разработать конструкцию выпарного аппарата непрерывно-циклического действия для получения концентрированных фруктовых и овощных пюре (рисунки а, б, см. на 3-й полосе обложки), который представляет собой вертикальный двутельный цилиндрикоконический корпус 1 с цилиндрической накопительной камерой 2 в нижней части. Камера 2 соединяется трубопроводами, имеющими

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 86)

щих газов свидетельствуют о повышении эффективности использования топлива.

Водная фаза ВТЭ может быть частично диссоциирована в ходе окисления топлива в предпламенных процессах. Затем, по мере повышения температуры в фазе активного сгорания, реакция диссоциации воды ускоряется, избыток образующихся при этом атомов водорода быстро диффундирует в область с избытком кислорода, где их реакция компенсирует затраты энергии на диссоциацию воды. Участие в реакции горения дополнительного количества водорода приводит к увеличению количества продуктов сгорания. Молекулы воды ускоряют окислительные реакции, и вследствие возникновения полярного эффекта существенно улучшается ориентация частиц активных радикалов топлива.

Гомогенизированная водомазутная смесь имеет заметно меньшую вязкость по сравнению с чистым мазутом, поэтому облегчается процесс перекачки топлива. При температурах выше 80 °С вязкость водно-мазутной эмульсии с влажностью 6 % мало отличается от эмульсии с влажностью 40 %. Также следует отметить ряд преимуществ применения жидкого топлива в шахтных печах: удобство и легкость регулирования процесса обжига; упрощение технологии; улучшение условий труда обслуживающего персонала; снижение производственных затрат; получение более чистого и качественного продукта [7].

Еще одним важным фактором, характеризующим использование ВТЭ, является повышение эффективности и долговечности топочного оборудования. По некоторым данным, из-за загрязнения поверхностей нагрева котлов сажистыми и коксовыми частицами перерасход топлива может превысить 30÷35 %. При сжигании эмульсии часть капель долетает до поверхностей нагрева

и взрывается на них, что способствует не только предотвращению отложений, но и очистке этих поверхностей от старых сажистых образований [6].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Сергеева Ю. Н., Горбунов А. Д., Черниченко В. Е.** Состояние проблемы получения и сжигания котельного топлива на основе водомазутной эмульсии // *Материалы Кременчугского ГПУ.*
2. **Применение** водотопливных эмульсий — альтернативная технология повышения экономических и экологических показателей работы энергетических установок / Д. Г. Громаковский, С. Ю. Ганигин, А. Г. Ковшов и др. // *Справочник. Инженерный журнал.* 2005. № 4. С. 49—53.
3. **Дудышев В. Д.** Методы и устройства радикальной экономии топлива // *Экология и промышленность России.* 2006. № 1. С. 25—27.
4. **Егоров Д. А.** Вопросы организационного и технологического обеспечения мартеновского производства // *Тр. IX междунар. науч.-практ. конф. молодых ученых, студентов и аспирантов "Анализ и прогнозирование систем управления" (APS-2008).* В 3 ч. Ч. 3. СПб.: Изд-во СЗТУ. С. 83—88.
5. **Промтов М. А.** Водотопливные эмульсии (ВТЭ) // *Материалы Тамбовского ГТУ.* <http://www.tstu.ru/r.php?r=structure.kafedra&sort=8cid=3>
6. **Егоров Д. А.** Исследование устройства и принципов работы шахтных печей, применяемых для обжига в металлургии // *Тр. IX междунар. науч.-практ. конф. молодых ученых, студентов и аспирантов "Анализ и прогнозирование систем управления" (APS-2008).* Ч. 3. СПб.: Изд-во СЗТУ. С. 205—213.

шлюзовые затворы 3 с несколькими (на рисунке с четырьмя) радиально расположенными выпарными камерами 4.

В верхней эллиптической крышке 9 (см. рисунок б) корпуса 1 по ее оси расположена питающая трубка с распылительной форсункой 11 для ввода исходного продукта. На крышке 9 имеются два патрубка 10 для соединения с вакуум-насосом для отсасывания испаряемых из пюре водяных паров. Над распылительной форсункой 11 установлен конусообразный сепаратор 12 для улавливания мельчайших капель продукта, уносимых водяными парами, отсасываемыми вакуум-насосом через патрубки 10.

Между станками 6 и 8 корпуса 1 установлена ленточная спираль 7, которая способствует винтообразному движению теплоносителя, нагревающего внутреннюю стенку 6.

Для обеспечения нормального стекания вниз пленки пюре по вертикальной стенке 6 под действием силы тяжести необходимо, чтобы температура пленки по мере стекания вниз повышалась. Это обусловлено тем, что пленка пюре, стекающая по нагретой стенке 6, в результате испарения из него водяных паров имеет тенденцию к увеличению содержания сухих веществ, а следовательно, имеет более высокую вязкость и меньшую текучесть. Для обеспечения хорошей текучести продукта было организовано винтообразное движение теплоносителя, постепенно нагревающего снизу вверх внутреннюю стенку 6 корпуса 1, благодаря конструкции ленточной спирали 7. В нижней части цилиндрической накопительной камеры 2 установлен патрубок 5 для ввода горячего теплоносителя в пространство между стенками 6 и 8 корпуса 1. Отработанный теплоноситель удаляется из пространства между стенками через патрубок 13.

Внутренний объем накопительной камеры 2, а следовательно, и объем находящегося в ней продукта (пюре) должен быть меньше объема выпарных камер 4 на величину объема парового пространства в последних. Камера 4 представляет собой двутельный цилиндрический корпус, внутри которого установлена комбинированная лопастная мешалка 22. Между стенками 15 и 17 камеры 4 установлена ленточная спираль 16, которая способствует более эффективному использованию энергии теплоносителя за счет винтообразного движения (рисунок, б, в). На верхней крышке 18 камеры 4 имеется патрубок 19 для соединения с вакуум-насосом и патрубок 20 для соединения с трубопроводом со шлюзовым затвором 3.

Мешалка 22 (см. рисунок, г) представляет собой двухрядную лопастную мешалку с валом. Внешние (наружные) и внутренние (расположенные ближе к оси) лопасти имеют противоположную навивку. Причем лопасти изогнуты по винтовой линии, их нижняя часть выполнена якоробразной, а наружные края касаются поверхности внутренней стенки 15 камеры 4. В нижней части камеры 4 имеется выгрузочный патрубок с краном 23. Под якорной частью мешалки 22 снизу прикреплены две винтообразные направляющие, которые входят в выгрузочный патрубок, для интенсификации процессов выгрузки концентрированного пюре из камеры 4.

Число радиально расположенных выпарных камер 4 может быть различным и определяется свойствами обрабатываемого фруктового или овощного пюре. Работа камер 4 и шлюзовых затворов 3 синхронизирована с рабо-

той корпуса 1 для обеспечения циклично-непрерывного режима работы аппарата: готовое пюре выгружается из первой камеры 4; очередная порция пюре загружается во вторую камеру 4 из накопительной камеры 2; в третьей и четвертой камерах 4 идут разные стадии процесса выпаривания.

Рассмотрим работу выпарного аппарата.

Включается привод вакуум-насоса, соединенного с патрубками 10, и внутри корпуса 1 создается заданное разрежение. Одновременно через патрубок 5 в нижнюю часть корпуса 1 в пространство между стенками 6 и 8 подается теплоноситель с заданной температурой. Благодаря ленточной спирали 7, установленной между стенками 6 и 8, теплоносителю придается винтообразное движение, что способствует более эффективному использованию его энергии и плавному повышению температуры стенки 6 снизу вверх. Отработанный теплоноситель удаляется через патрубок 13.

Затем в корпус 1 через питающую трубку с распылительной форсункой 11 под давлением подается исходный продукт с заданной температурой (см. рисунок, б). После выхода пюреобразной массы из распылительной форсунки 11 в корпус 1 происходит мгновенное испарение влаги в результате резкого перепада давления. Испаряемые из пюре водяные пары удаляются из корпуса 1 через патрубки 10, соединенные с вакуум-насосом. Для улавливания мельчайших капель продукта, уносимых с испаряемыми водяными парами через патрубки 10, предназначен конусообразный сепаратор 12. Частицы продукта собираются на его поверхности, укрупняются и затем падают вниз на поверхность стенки 6.

Мелкодисперсные капли пюре, достигая поверхности стенки 6, оседают на ней с образованием пленки продукта, которая постепенно стекает вниз под действием силы тяжести. Нагрев стенки 6 способствует уменьшению вязкости пленки продукта и большей его текучести.

Затем включается привод вакуум-насоса, соединенного с патрубком 10, и в выпарной камере 4 создается заданное разрежение. Причем величина разрежения в камере 4 должна поддерживаться большей, чем в корпусе 1. Это необходимо для обеспечения стабильного перемещения предварительно уваренного пюре из накопительной камеры 2 через шлюзовый затвор 3 в соответствующую выпарную камеру 4. Одновременно в патрубок 14, который соединяется с пространством между стенками 15 и 17, подается теплоноситель с заданной температурой. Благодаря ленточной спирали 16, установленной между стенками 15 и 17, теплоносителю сообщается винтообразное движение, которое способствует более эффективному использованию его энергии и плавному повышению температуры стенки 15 снизу вверх. Отработанный теплоноситель удаляется через патрубок 21. Одновременно включается привод комбинированной лопастной мешалки 22. При достижении продуктом заданного объема в накопительной камере 2 открывается соответствующий шлюзовый затвор 3, и пюре за счет перепада давления перемещается в соответствующую выпарную камеру 4 через патрубок 20. После загрузки порции продукта в камеру затвор 3 закрывается.

В камере 4 часть влаги, содержащаяся в пюреобразном продукте, выпаривается. Основное назначение вы-

парной камеры 4 — доведение пюреобразного продукта до заданной конечной влажности путем испарения избыточной влаги при заданных разряжении и температуре. Продолжительность и температура выпаривания подбираются в зависимости от вида плодов и степени их зрелости. При этом интенсивность выпаривания регулируется частотой вращения вала мешалки 22, а температура выпаривания — температурой и расходом теплоносителя, подаваемого через патрубок 14. Испаряемые водяные пары удаляются из камеры 4 через патрубок 19.

Готовое овощное или фруктовое пюре при достижении заданной влажности выгружают из камеры 4 через выгрузочный патрубок при открывании крана 23, при этом две вращающиеся винтообразные направляющие 28 мешалки 22 интенсифицируют выгрузку концентрированного пюре. Затем цикл работы аппарата повторяется на следующей выпарной камере 4 и т. д.

Использование предложенного выпарного аппарата непрерывно-циклического действия для получения концентрированных фруктовых и овощных пюре позволяет: интенсифицировать процесс выпаривания за счет кратковременного его протекания за две стадии; повысить

качество пюре благодаря мелкодисперсному его распылению с последующим выпариванием и использованию мягких технологических режимов уваривания при пониженных температурах кипения вследствие применения вакуума; повысить производительность за счет перехода на циклично-непрерывный режим работы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Новая** технология производства пюреобразных фруктовых концентратов / Вертяков Ф. Н., Остриков А. Н., Магомедов Г. О. Материалы IV Междунар. науч.-практ. конф. "Потребительский рынок: качество и безопасность товаров и услуг"; Орел: Орловский ГТУ, 2007. С. 467, 468.

2. **Выявление** рациональных режимов концентрирования плодовых, ягодных и овощных пюре / А. Н. Остриков, Ф. Н. Вертяков, А. Н. Веретенников, Д. А. Сидюков // Инновационные технологии переработки сельскохозяйственного сырья в обеспечении качества жизни: наука, образование и производство: Материалы Междунар. научн.-практ. конф. // Воронеж: Воронежская ГТА. 2008. С. 265, 266.

УДК 621.659

С. А. КУЗНЕЦОВ, канд. техн. наук (Институт автоматики и электроники СО РАН, г. Новосибирск)

Роторный насос новой конструкции

В различных отраслях промышленности для перемещения жидких сред применяют самые разнообразные конструкции роторных машин, среди которых большое распространение получили роторные насосы. В таких насосах рабочие органы, совершающие только вращательное движение или вращательное вместе с возвратно-поступательным движением, перемещают жидкую среду в результате периодического изменения объема заполняемых ею камер или цилиндров. Несомненным достоинством роторных насосов только с вращательными рабочими органами, к которым относятся, например, винтовые, коловратные, лабиринтные, пластинчатые и шестеренные насосы, является отсутствие в них деталей с возвратно-поступательным движением. Особое место среди насосов этого типа занимают роторные насосы, состоящие из двух кинематически связанных между собой роторов.

Существуют различные конструкции роторных насосов с кинематически связанными между собой ведущим и ведомым роторами, среди которых известны широко распространенные шестеренные насосы и другие роторные машины (смотри, например, заявки на патент 2005127444/06 и 2003109950/06).

Существенным недостатком известных роторных насосов, включающих в себя ведущий и ведомый роторы, является сложность их конструкций. Роторы и сопряженные с ними элементы корпуса имеют геометрически сложные профили рабочих поверхностей, требующие высокой точности изготовления и применения при этом специального оборудования и нестандартного инструмента, к тому же зачастую роторы бывают связаны между собой синхронизирующими шестернями.

Предлагаемое техническое решение (заявка на патент 2007122093/06) позволяет существенно упростить конструкции известных роторных машин, содержащих кинематически связанные между собой ведущий и ведомый роторы. На рис. 1 изображена конструктивная схема предлагаемого роторного насоса.

Роторный насос содержит корпус 1 с торцевой крышкой 2, в котором имеются смещенные относительно друг друга две цилиндрические расточки 3 и 4. В расточке 3 размещен ведомый ротор 5, выполненный в виде диска, на торце которого имеются диаметрально расположенные пазы 6. В этой же части корпуса находятся примыкающие к расточке 3 окно всасывания 7 и окно нагнетания 8 и соответственно отверстия впускное 9 и выпускное 10 для рабочей среды. В расточке 4 размещен ведущий ротор 11, выполненный в виде диска, на торце которого по окружности жестко закреплены пальцы 12, которые, однако, могут перемещаться в диаметральных пазах 6 ведомого ротора 5. При этом оси расточек 3 и 4 и соответственно оси ведомого и ведущего роторов 5 и 11 смещены относительно друг друга на величину, равную половине диаметра окружности расположения пальцев 12 на ведущем роторе 11. Конструктивно ведущий ротор 11 выполнен в виде фланца приводного вала 13 насоса.

Насос работает следующим образом. Приводной вал 13 вместе с ведущим ротором 11 насоса получают вращение от двигателя, например, в указанном на рис. 1 направлении. При этом, ввиду зацепления пальцев 12 ведущего ротора 11 с диаметрально расположенными пазами 6 ведомого ротора 5, последний также получает вращение в том же направлении, но с уменьшенной в 2 раза угловой

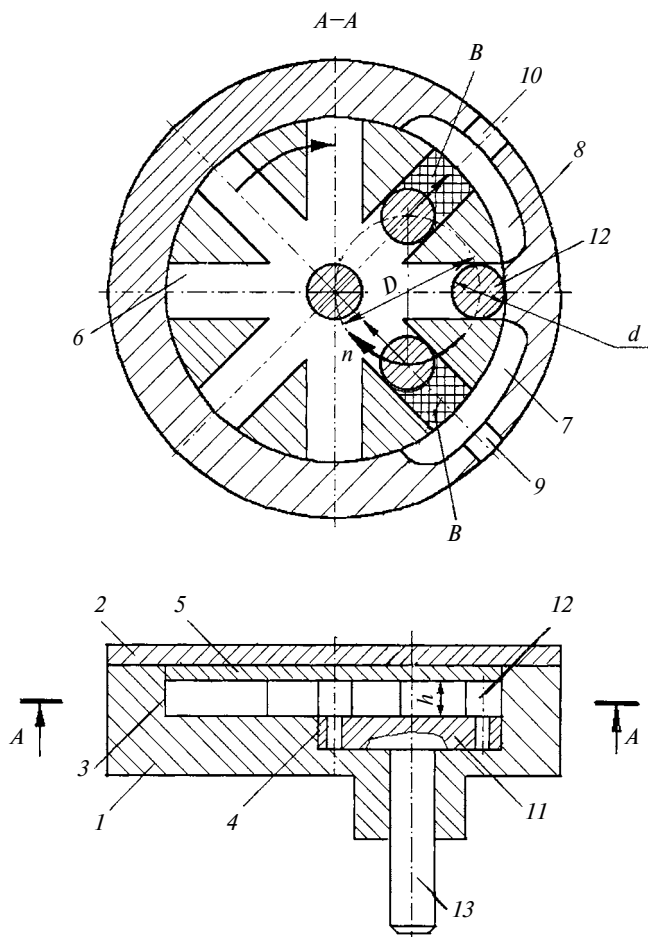


Рис. 1



Рис. 2

скоростью. При вращении роторов 5 и 11 пальцы 12 перемещаются вдоль диаметральных пазов 6, скользя в направлениях как к центру ведомого ротора 5, так и от его центра, в результате чего в полостях B, образованных рабочими поверхностями пальцев 12 и диаметральных пазов 6, создаются переменные объемы рабочей среды. Когда ведущий ротор 11 вращается в указанном на рис. 1 направлении, в области окна всасывания 7 происходит увеличение, а в области окна нагнетания 8 — уменьшение объема полости B. Таким образом, рабочая среда будет всасываться через впускное отверстие 9 и нагнетаться через выпускное отверстие 10. В случае же вращения приводного вала 13 в противоположном направлении рабочая среда будет наоборот всасываться через отверстие 10 и нагнетаться через отверстие 9. Если же рабочую среду подать под давлением в одно из отверстий 9 или 10, то роторы 5 и 13 придут во вращение, и насос в этом случае будет выполнять функцию двигателя.

Исходя из заданной частоты вращения ведущего ротора и основных параметров новой конструкции роторного насоса (см. рис. 1), его производительность может быть определена по следующей формуле

$$Q = \left(2D - d \operatorname{ctg}\left(\frac{90^\circ}{i}\right)\right) \frac{ndihk}{2},$$

где Q — производительность, $\text{см}^3/\text{мин}$; D — диаметр окружности расположения пальцев, см ; d — диаметр пальца, см ; i — число пальцев; n — частота вращения ведущего ротора, мин^{-1} ; h — высота пальца, см ; k — коэффициент потерь в насосе, зависящий от свойства перемещаемой среды и от зазоров между рабочими поверхностями ведущего и ведомого роторов (определяется экспериментальным путем).

Предлагаемое техническое решение позволяет существенно упростить конструкцию известных роторных насосов благодаря тому, что в нем все рабочие поверхности обоих роторов и корпуса представляют из себя обычные цилиндры и плоскости, и поэтому основные детали насоса являются весьма технологичными в изготовлении. Благодаря этому преимуществу предложенный роторный насос отвечает требованиям технологичности конструкции. Поэтому можно без особых затруднений изготавливать различные типоразмеры этого насоса, используя при этом универсальное оборудование и инструмент.

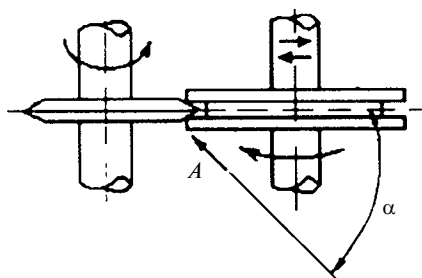
Испытания действующего макета роторного насоса новой конструкции показали его безупречную работоспособность, а также его надежную работу даже в случае наличия в рабочей среде инородных тел. На рис. 2 представлена фотография макета этого насоса и его основных деталей — ведущего и ведомого роторов, которая является убедительной демонстрацией простоты и оригинальности технического решения.

Процесс разрезания изделий кольцевой формы из композиционных материалов на ленту

Вопрос утилизации отслуживших свой век автомобильных покрышек в настоящее время очень актуален в Российской Федерации. Менее объемными, но также требующими утилизации, являются различные резино-технические и полимерные изделия. При этом первоначально покрышки и другие изделия необходимо разрезать на пригодные для переработки части.

Покрышки состоят из резины, корда и металлической основы. Все эти составляющие находят самое широкое применение при вторичной переработке. Однако для эффективной переработки покрышки необходимо измельчить. Одной из наиболее сложных задач является измельчение покрышек, содержащих металлокордные нити не только в бреkerе, но и каркасе [1—4]. Поскольку практически все известные в промышленности процессы измельчения покрышек предполагают их разрезание на части на начальных стадиях, то предлагаемая технология (рисунок) представляется актуальной.

Разрезание изделия кольцевой формы (покрышки) осуществляется с помощью дискового ножа и опорного ролика с кольцевой выемкой. Само резание происходит в момент, когда в выемку ролика частично заходит лезвие ножа. Изделие в зону реза подается ножом и роликом за счет зажима изделия между ними. Подача изделия осуществляется со стороны опорного ролика под углом к плоскости, ортогональной осям вращения дискового ножа и опорно-



го ролика [5]. Процесс резания происходит следующим образом: нож входит в материал покрышки и раздвигает его боковыми поверхностями лезвия. В результате резиновые слои и кордные нити последовательно разрываются в зоне резания (в зоне острия лезвия ножа) до полного расчленения материала.

Рассмотрим, как осуществляется процесс разрезания. Изделие кольцевой формы, в частности каркасно-бреkerно-протекторный браслет покрышки (поверхности которого являются топологическими к поверхности тора), подводится по направлению A и надевается внутренней частью на опорный ролик под углом α к плоскости, ортогональной осям вращения ножа и ролика. Подача и разрезание изделия осуществляются за счет контакта ножа и ролика, при этом нож имеет привод, а ролик установлен с возможностью вращения. Изделие подается и надевается на ролик вручную в рабочем положении ножа и ролика, т. е. в момент их контакта. После того, как край изделия окажется непосредственно в зоне резания (в зоне контакта ролика и ножа), включается привод ножа и происходит подача изделия в зону резания и его разрезание. Поскольку разрезание осуществляется под углом к плоскости, ортогональной оси вращения изделия, изделие разрезается по спирали до конца. В результате образуется спиралевидная лента, длина и ширина которой зависят от угла подвода изделия к ролику: при больших углах получается более широкая и менее длинная лента, при меньших углах — менее широкая, но более длинная. За счет того, что толщина режущего лезвия ножа больше ширины выемки в ролике, обеспечивается вращение ролика (в результате его контакта с ножом) и фиксация неразрезанных элементов армированного каркасно-бреkerно-протекторного браслета в результате зажима разрезаемого мате-

риала между поверхностями, образующими режущую кромку, и входными (внешними) частями выемки в ролике.

Предлагаемый способ обеспечивает полное разрезание всего каркасно-бреkerно-протекторного браслета за один его подвод. В результате значительно упрощается процесс резания и повышается его производительность. Кроме того, существенно упрощается процесс разрезания изделия на ленты с заданными шириной и длиной, поскольку изменение размеров ленты обеспечивается только изменением угла подвода изделия к зоне резания. При таком способе разрезания не требуется разведение ножа и опорного ролика для установки очередного браслета покрышки и его подачи в зону резания, также исключается необходимость первоначального продавливания (прорезания) изделия. Это существенно упрощает способ и повышает его производительность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вещев А. А., Проворов А. В., Плотников Р. С. Исследование процесса резания изношенных металлокордных покрышек // Каучук и резина. 2005. № 5. С. 38—41.
2. Вещев А. А., Проворов А. В., Плотников Р. С. Метод расчета процесса резания изношенных металлокордных покрышек // Изв. вузов. Химия и химическая технология. 2006. № 1. С. 88—92.
3. Вещев А. А., Плотников Р. С. Расчет энергосиловых характеристик процесса предварительного измельчения армированных вулканизатов с помощью дисковых ножей // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2006. № 7. С. 3—5.
4. Вещев А. А., Плотников Р. С. Энергосиловой расчет дисковых измельчителей для изношенных шин // Каучук и резина. 2006. № 4. С. 20—25.
5. Способ разрезания композиционных изделий кольцевой формы: Пат. РФ 2312765: МПК⁷ В29В 17/00.

С 14 по 16 октября 2008 г. на территории ЦВК "Экспоцентр" проходила пятая международная выставка измерительного оборудования и технологий, организованная ООО "Фор-Экспо" при поддержке Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии, Федерального агентства по науке и инновациям и содействию ЦВК "Экспоцентр". Ведущие компании представили на выставке лучшие разработки в области контрольно-измерительного приборостроения, а также систем построения и организации процессов контроля, измерений и АСУ в основных отраслях промышленности, в том числе в машиностроении.

В экспозиции были представлены следующие тематические разделы: средства измерения физических величин и технологических параметров, измерительные приборы и средства автоматизации, эталонное оборудование, приборы и системы радиационного измерения, весовое оборудование и услуги по измерению и тестированию. В статье приведено краткое описание некоторых экспонатов и предложений предприятий-разработчиков.

Специализированное предприятие "Энергопромавтоматика" (г. Москва) предложило потребителям приборы и оборудование собственного и зарубежного производства.

Цифровой измеритель RLC для измерения сопротивления постоянного тока, комплексного сопротивления переменного тока, емкости, индуктивности, тангенса угла потерь, фазового сдвига. Погрешность прибора 0,2 %, частота тест-сигнала до 1 МГц. Мультишаговый режим тестирования до 30 шагов с перестраиваемыми пределами для допускового контроля. Измеритель оснащен высококонтрастным ЖК-дисплеем размером 320 × 240 мм с подсветкой.

Электроизмерительные ваттметр-клещи мод. АРРА А18 Plus для измерения: мощности до 600 кВт и коэффициента мощности; постоянного и переменного тока до 600 А; постоянного и переменного напряжения до 1000 В; частоты; гармонических искажений; температуры; сопротивления до 20 кОм. Прибор также осуществляет режим управления и регистрации пиковых (максимальных и минимальных) значений тока и напряжения, оснащен ЖК-дисплеем с подсветкой, имеет противоударный корпус. Режимы измерений и выключения определяются автоматически.

Измеритель давления мод. АДН-100 для непрерывного измерения предельных значений избыточного давления воздуха, природных и других газов, преобразования в стандартный токовый сигнал 4 ÷ 20 мА и сигнализации при достижении заданного значения. Измеритель применяется в качестве напорометра и тягонапорометра в системах автоматики защитных газовых котлов и горелок, в качестве преобразователей давления в контурах регулирования мощности и разрежения, а также для контроля и регулирования различных технологических процессов. Класс точности прибора 2,5, питающее напряжение 12 ÷ 27 В постоянного тока. Его габаритные размеры 100 × 91 × 31 мм, масса 0,2 кг.

ЗАО "НПО Теплоком" (г. Санкт-Петербург) показало на выставке различные средства для автоматизированно-

го учета тепла и газа, автоматизированные системы для котельных установок и промышленные контроллеры.

Вычислитель мод. ВКГ-2 для преобразования выходных сигналов измерительных приборов температуры, давления и расхода газа в показания, приведенные к стандартным условиям, при контроле и учете потребления природного газа в разных отраслях промышленности. Вычислитель содержит: три канала для измерения температуры; восемь — тока; три — частоты. Он имеет функцию разрешения или запрета измерения параметров газа, а также режим работы "ограничитель", используемый для управления исполнительным механизмом регулятора с целью поддержания расхода газа, не превышающего заданного порогового значения. Архивная информация по интерфейсам RS232, RS486 и Contronics может быть передана на внешние устройства: принтер, модем, накопительный пульт или ПК. Работает вычислитель при температуре окружающей среды $-33 \div +85$ °С. Он также обеспечивает питание датчиков температуры и выходных цепей типа "замкнуто—разомкнуто", датчиков расхода и объема. Питание вычислителя — от сети переменного тока напряжением 220 В.

Электромагнитные преобразователи расхода серии ПРЭМ для преобразования объемного расхода и объема электропроводных жидкостей в показания их значений, для регистрации и представления результатов измерений на внешних устройствах — тепловычислителях, регуляторах, устройствах централизованного контроля и других вторичных приборах. Преобразователи рекомендованы к применению на объектах теплоэнергетического комплекса и промышленных предприятиях.

ООО "Институт информационных датчиков и технологий" демонстрировал на выставке свои разработки.

Автоматизированную систему для бесконтактного лазерного контроля геометрических параметров внешней и внутренней резьбы труб, замковых муфт и т. п. Система обеспечивает: обработку данных; выдачу результатов (в том числе, сравнение с эталоном); формирование сигналов о годности в пределах допуска; формирование сигналов об аварии и передачу их в АСУ с целью остановки оборудования. Имеется возможность перенастройки системы для контроля параметров резьбы. Программное обеспечение позволяет проводить контроль в автоматическом режиме, регистрацию, обработку, отображение, документирование и сохранение результатов с передачей их по компьютерной сети по согласованному протоколу.

Установку для контроля геометрии плоских объектов, позволяющую идентифицировать и измерять геометрические параметры прозрачных и непрозрачных объектов, таких как кольца, пластины сложной формы и другие плоские элементы размером 50 × 50 × 10 мм. Работа установки основана на теневом методе измерения. Источник рассеянного освещения подсвечивает границу объекта для цифровой камеры высокого разрешения с установленным на ней телецентрическим объективом, позволяющим избавиться от искажений. Изображение объекта обрабатывается с помощью специального программного комплекса, который позволяет разбить изображение на простые геометрические элементы и изме-

ритель расстояние между параллельными гранями, углы между гранями и радиусы скругления углов, диаметры отверстий и координаты их центров, определить взаимное расположение элементов, расстояние между двумя заданными пользователем точками. Контроль осуществляется путем сравнения геометрических параметров полученного изображения с рабочим чертежом или с таблицей допусков. Допустимые абсолютные значения погрешностей при измерении: линейных размеров не более 0,01 мм; углов между гранями (при длине граней не менее 5 мм) не более 0,1°. Питающее напряжение установки 220 В, потребляемая мощность 1 кВт. Ее габаритные размеры 200 × 250 × 320 мм, масса 7 кг.

ООО "Мониторинг" (г. Санкт-Петербург) показало свои новые разработки.

Портативный анализатор-сигнализатор взрывоопасности мод. АСВ-1 для определения дозврывоопасных концентраций горючих газов, паров горючих газов жидкостей и их совокупности в воздухе и подачи сигналов при превышении измеренных значений относительно установленных пороговых значений для производственных помещений, открытых пространств и замкнутых объемов. Прибор термохимического принципа действия; не нуждается в перекалибровке при контроле объектов, загазованных разными взрывоопасными газами. Допустимая основная приведенная погрешность ±8 %. Время прогрева не более 2 мин, срабатывания сигнализации не более 15 с. Допустимая погрешность срабатывания порогового устройства составляет 0,2 допустимой основной приведенной погрешности. Время непрерывной работы: от элементов питания типа LR6 — 30 ч; от полностью заряженных аккумуляторных батареек типа AA — 15 ч. Габаритные размеры анализатора 185 × 59 × 38 мм, масса 380 г. Рекомендован к применению на объектах газовых и автомобильных хозяйств, предприятиях по производству лаков и красок, а также на складах ГСМ.

Переносной портативный анализатор мод. ДАСТ-1 для измерения массовой концентрации пыли в окружающем воздухе и в рабочей зоне. Принцип действия анализатора — радиоизотопный, основан на измерении количества бета-частиц, проходящих через одиночный аналитический фильтр с осажденной пылью. Результаты измерений передаются на ПК в аналоговой форме или по интерфейсу RS 232. Внутренняя память прибора до 1000 результатов измерений. Диапазон измерений массовой концентрации пыли 0,1 ÷ 100 мг/м³ с допустимой погрешностью ±20 %. Номинальный расход отбираемой пробы воздуха 15 ÷ 20 дм³/мин, время отбора 1, 3, 6 и 30 мин. Питание анализатора осуществляется от встроенного аккумулятора или от сети переменного тока напряжением 220 В, потребляемая мощность 25 кВт. Его габаритные размеры 320 × 140 × 280 мм, масса 9 кг. Анализатор рекомендован к применению на предприятиях по производству цемента, в угольных шахтах, металлургии, металлообработке и др.

Компания Fluke Networks (США) продемонстрировала различные специальные монтажные инструменты:

инструмент Cable Stripper для удаления изоляции с круглого кабеля диаметром 2 ÷ 12,5 мм, оснащен регулируемым по глубине резания ножом для снятия изоляции и трехсантиметровой линейкой;

пресс-клещи — компактный ручной инструмент для быстрой и надежной установки модульных разъемов. На-

личие нескольких рабочих органов позволяет опрессовывать различные разъемы. Клещи снабжены приспособлением для снятия верхней изоляции с кабеля и его резки. Инструмент принадлежит к серии профессионального инструмента для монтажа телекоммуникационных систем, что гарантирует надежность, долгий срок службы и удобство в работе;

кабельный тестер MicroMopperTM (умещающийся на ладони) позволяет проверить целостность проводки. Тестер имеет тональный генератор, который при использовании индуктивного щупа или любого другого аналогового датчика позволяет находить скрытые в стенах кабеля и т. п. Прибор позволяет проверить наличие или отсутствие экранирования кабеля, конфигурацию разделки на соответствие стандартам, а также идентифицировать обрыв, короткое замыкание, перекрещивание или расщепление пар, генерирует тоновый сигнал для поиска скрытой проводки.

Компания ЗАО "Прибор РУ" (г. Москва) — поставщик промышленных приборов ведущих зарубежных производителей, предложила для российского рынка следующие приборы.

Стационарный твердомер мод. ТН-500 для определения твердости по Роквеллу цветных и черных металлов: твердых сплавов, углеродистых и легированных сталей, чугуна. Твердомер может быть укомплектован: шариковым индентором диаметром 1,6 мм; коническим алмазным индентором с углом 120° и V-образной наковальной диаметром 60 мм. Диапазон измерений 20 ÷ 80 HRA, 20 ÷ 100 HRB, 20 ÷ 80 HRC. Габаритные размеры прибора 720 × 225 × 790 мм, масса 100 кг.

Цифровой измеритель шероховатости мод. TP-110 по двум параметрам Ra и Rz с пьезоэлектрическим датчиком и ЖК-дисплеем с подсветкой. Питание прибора осуществляется от литий-ионной батарейки с возможностью подзарядки во время работы. Масса измерителя 200 г.

Ультразвуковой цифровой толщиномер мод. TT-100 — полностью самокалибрующийся высокоточный прибор, измеряющий толщину изделий из металлов и их сплавов (в том числе цинка, железа, стали, алюминия и т. п.), пластмассы, керамики, стекла и других материалов толщиной до 300 мм. Прибор оснащен ЖК-дисплеем и выполняет функции памяти, определения скорости звука в исследуемых материалах, работает в широком температурном диапазоне до +60 °С. Габаритные размеры толщиномера 130 × 70 × 25 мм.

Цифровой измеритель мод. TV-110 для измерения колебаний скорости, ускорения, смещения узлов и механизмов. Прибор имеет функции самодиагностики и вывода результатов измерений на печать. ЖК-дисплей и подключенный через разъем преобразователь делают работу с этим прибором очень удобной. Его габаритные размеры 270 × 90 × 45 мм. Погрешность измерений ±5 %.

Компания Sodick (Япония) предложила потребителям наностанки и технологии для электроискровой и механической обработки.

Линейный пятиосный гибкий производственный НANO-модуль VetraNANO-100 с субнанометровыми линейками обратной связи с разрешением 0,07 нм. Модуль состоит из керамики Finexlera (R), специальных сверхмоментных бессердечниковых линейных двигателей для изготовления форм микрооптических и нанооптических устройств, таких как дифракционные решетки, световодные

пластины, сферические и несферические линзы, решетки микролинз. Станок может выполнять операции шлифования, точения, микрофрезерования и доводки. Он оснащен керамическими аэростатическими направляющими по осям X , Y и Z (предел хода по осям 100, 100 и 55 мм). Направляющие по осям A , C и R перемещаются с помощью аэростатических подшипников (ход направляющих не ограничен). Максимальная скорость подачи по осям X , Y и Z — 3000 мм/мин. Частота вращения: по оси A — 10 мин⁻¹, по оси C (индексирование) — 25 мин⁻¹, по оси R — до 1000 мин⁻¹. Частота вращения шпинделя 50 и 120 тыс. мин⁻¹.

Станок *Sodick AE05*, по словам разработчиков, самый точный в мире электроискровой станок для микрообработки твердых материалов и прошивки отверстий диаметром 2,9 мкм. Станок полнокерамический с собственным гидротермостатированием колонны, оснащен микроскопом с CCD-видеокамерой. Размеры рабочего стола станка 70 × 70 мм, внутренние размеры ванны 306 × 116 × 38 мм, пределы хода по осям X , Y и Z — 50, 50 и 25 мм, частота вращения шпинделя 50 тыс. мин⁻¹, максимальная масса обрабатываемой заготовки 2 кг. Габаритные размеры станка 1560 × 1570 × 1500 мм, масса 800 кг.

Ультрапрецизионный высокоскоростной вертикальный обрабатывающий центр *Sodick AZ150* для шлифования, точения, микрофрезерования и доводки с нанометровой точностью деталей малых форм. Наностанок оборудован системой компенсации реактивных сил. Любое рабочее перемещение по осям X и Y сопровождается компенси-

рующим перемещением балансиров в противоположном направлении, что полностью гасит все реактивные нагрузки, возникающие в ходе перемещений. Приводы по осям X , Y и Z и приводы компенсаторов — сдвоенные линейные бессердечниковые сервоприводы. Шпиндель — аэростатические подшипники, привод шпинделя — пневмотурбина, частота вращения шпинделя 120 тыс. мин⁻¹, пределы хода по осям X , Y и Z — 150, 150 и 100 мм, максимальная масса обрабатываемой заготовки 5 кг. Инструмент на станке крепится термозажимным патроном, число инструментов в магазине 15 шт.

Ультрапрецизионный линейный электроискровой проволочно-вырезной станок *Sodick EXC 1000L* для контурного электроискрового резания деталей для микроштампов или сверхмалых элементов для специальных деталей. Приводы станка — специальные сдвоенные линейные бессердечниковые сервоприводы. Рабочий стол перемещается по закрытым аэростатическим направляющим с практически нулевым сопротивлением. Конструкция станка полнокерамическая на гранитной станине. Пределы хода по осям X , Y и Z — 100, 120 и 100 мм. Максимальный угол конусного резания ±6°. Максимальная масса обрабатываемой заготовки 10 кг.

Выставку посетило большое число специалистов. Были организованы семинары-презентации фирм, участвующих в выставке.

А. Н. ИВАНОВ, чл.-корр. АПК

Обзор зарубежных изданий

Werkstatt + Betrieb. 2008. Nr. 8

Blättler C. Швейцарское станкостроение, с. 6, 8, 9, ил. 4.

Показано, что наибольший объем продаж за рубежом приходится на Германию (23 %), затем идут США и Италия (6 %), Китай и Франция (5 %). На долю России приходится всего 2 %. В то же время, начиная с 2000 г., наблюдается значительное увеличение экспорта станков в страны Азии и аналогичное уменьшение экспорта в США.

Инструментальные патроны, с. 42, 43, ил. 2.

Инструментальные патроны с зажимной цангой Row-Rgrip фирмы Rego-Fix предназначены для закрепления режущих инструментов при высокоскоростной обработке на многоцелевых станках с ЧПУ.

Beyer P. Шлифовальные круги, с. 46—48, ил. 4.

Алмазные шлифовальные круги Ceramet фирмы Meister Abrasives имеют гибридную связку hDD, которая обеспечивает большое усилие удержания алмазных зёрен и эффект самозатачивания шлифовального круга. Новые круги предназначены для шлифования твёрдых сплавов и керамики. Даны рекомендации по применению этих кругов.

Программное обеспечение, с. 52, ил. 2.

Новая версия ПО tool-kit Professional фирмы MTS AG с интегрированной системой объёмной визуализации, демонстрировавшаяся на международной выставке GrindTec 2008, позволяет выполнять детальное объёмное моделирование шлифования и проверять процесс шлифования на отсутствие коллизий.

Режущее масло, с. 53, ил. 1.

Фирма Motorex AG предлагает универсальное режущее масло Ortho NF-X для обработки практически всех металлических конструкционных материалов. Новое масло отвечает требованиям высокой производительности: повышение режимов резания и длительная стойкость режущего инструмента.

Расточная головка, с. 64, ил. 1.

Расточная головка Multi Head фирмы Swiss Tools Systems обеспечивает обработку отверстий диаметром от 3 до 320 мм. Частота вращения головки до 16 000 мин⁻¹.

Высокопроизводительные сверла, с. 65, ил. 1.

Фирма Dixi Polytool предлагает сверла Dixi 1146 диаметром от 0,8 до 10 мм с двумя внутренними каналами для подвода СОЖ в зону резания. Специфическая геометрия вершины обеспечивает высокоскоростное сверление стали и чугуна.

Werkstatt + Betrieb. 2008. Nr. 9

Новые металлообрабатывающие станки и режущие инструменты, с. 26—38, ил. 12.

Описываются экспонаты выставки по металлообработке, проходившей в Штутгарте, в числе которых многоцелевой станок RotaSwing (RS) 80K для одновременной обработки по пяти осям, четырёхшпиндельный станок WBM 2-800.4 для глубокого сверления, проволочно-вырезной станок PA20 для обработки штампов и матриц и круглошлифовальный станок S22 для обработки деталей длиной от 650 до 1100 мм.

Damm H. Непосредственный привод в станках, с. 46, 48.

Непосредственный привод с применением линейных двигателей позволяет оптимизировать конфигурацию станков благодаря сочетанию динамических характеристик (большие ускорения и скорость холостого хода) и долговечности. Привод рекомендуется при обработке с большой долей вспомогательного времени. Приведены примеры станков с непосредственным приводом в системах подачи.

Многоцелевые станки японской фирмы ОКК, с. 50—53, ил. 4.

Описаны преимущества станков фирмы: массивность и жёсткость, обеспечиваемая выполнением станины, стола и стоек из полимербетона; высокие динамичность и стабильность благодаря использованию длинных роликовых направляющих и шарико-винтовых пар для перемещения узлов, устройства контроля температуры шпинделя, подшипников и винтовых пар, компенсации тепловых деформаций и др. Приведены краткие технические характеристики станков.

Klingauf W. Токарные станки с ЧПУ, с. 54—57, ил. 6.

Описывается опыт фирмы Thomas Markl по использованию двух токарных станков с ЧПУ фирмы Mori Seiki. Станок мод. NL2500SY/700 с противоположным шпинделем, устройством для автоматической загрузки прутков и порталом LG10 обеспечивает комплексную автоматическую обработку корпусных деталей из легированного алюминиевого сплава. Станок мод. NL2500Y/1250 с осью Y, задней бабкой и револьверной головкой имеет встроенный электродвигатель привода для вращающихся режущих инструментов.

Damm H. Японские станки, с. 58, 60, 62, 64, ил. 7.

Описана концепция фирмы Okuma Europe, заключающаяся в выпуске станков для обработки крупных корпусных деталей из чугуна (станины, суппорты, столы) и прецизионных многоцелевых станков для обработки с жёсткими допусками на размеры и форму, узлы для которых, включая приводы и датчики систем управления, изготавливаются на станках фирмы.

Хонинговальные станки, с. 65, ил. 1.

Фирма Remato-Honing Phosa SA (Швейцария) предлагает хонинговальные станки с алмазными хонами для обработки сквозных отверстий диаметром от 0,6 до 70 мм и глухих отверстий диаметром от 1,5 мм с точностью 0,001 мм.

Обзор многоцелевых станков, с. 66, 67, 74, 76, 77, ил. 7.

Рассматриваются новые многоцелевые станки, в том числе универсальный станок UBZ HP фирмы Handtmann A-Punkt Automation, который предназначен для высокоскоростной обработки по пяти осям. В настоящее время два таких станка заказаны российской авиационной корпорацией МиГ. Горизонтальный многоцелевой станок H.Plus-300 фирмы Matsuura Machinery для обработки деталей диаметром до 530 мм и высотой до 760 мм перемещается по осям X, Y, Z соответственно на 500, 560, 500 мм со скоростью холостого хода 60 м/мин и средним ускорением 1g. Многоцелевой станок Mini Mill 2 фирмы Haas Automation Europe имеет инструментальный магазин барабанного типа ёмкостью до 20 инструментов. Горизонтальный станок MAG1 фирмы Makino Europe для обработки по пяти осям алюминиевых деталей диаметром и длиной до 1500 мм и массой до 1300 кг для авиационной промышленности имеет автоматический инструментальный магазин на 120 инструментов.

Damm H. Виртуальные токарные станки с ЧПУ, с. 78—80, ил. 3.

Описывается применение токарно-фрезерного центра G160, оснащённого специальным ПО и TFT-монитором для моделирования не только процесса обработки отдельных деталей, но и рабочей зоны виртуального металлорежущего станка. Подобное моделирование позволяет сократить время подготовки производства до 80 %. В качестве примера приводится моделирование многошпиндельного токарного автомата.

Werkstatt + Betrieb. 2008. Nr. 7/8

Многоцелевой станок, с. 14, 15, ил. 2.

Описан многоцелевой станок Mikron HPM 800U фирмы Agie Charmilles Management, обеспечивающий обработку по пяти осям деталей диаметром до 800, высотой до 600 и длиной до 100 мм.

Hobohm M. Расточные резцы, с. 28—31, ил. 5.

Описаны расточные резцы Supermini с супернитридным покрытием фирмы Paul Horn, обладающие высокой стойкостью и обеспечивающие шероховатость обработанной поверхности отверстия с параметром $Rz = 0,08 \pm 0,14$ мкм. Благодаря высокой стойкости инструмента можно обрабатывать от 5000 до 12 000 деталей.

Gies K. Развёртка, с. 32—34, ил. 4.

С помощью развёрток CircoTec RX фирмы Urma AG Werkzeugfabrik можно обрабатывать длинные отверстия диаметром от 12 до 88 мм с полем допуска H7, K6 или J6 и шероховатостью обработанной поверхности $Ra = 1,6$.

Grosspietsch J. Развёртки, с. 35, ил. 4.

Фирма Komet Dihart AG Precision Tools предлагает развёртки диаметром от 46 до 140 мм, оснащенные пластинами с двумя режущими кромками. Каждая пластина и паз в корпусе соответственно маркируются, что облегчает работу и гарантирует сохранение точности при перестановке пластин.

Cselle T. et. al. Покрытие нового поколения, с. 37—41, ил. 6.

Покрытие TripleCoating для режущих инструментов, наносимое методом PVD, включает три важных компонента: Ti, Cr, Al. Приводятся состав и технология нанесения покрытия и зависимость его физико-механических свойств от состава.

Hagenlocher O. Шлифовальный станок, с. 106, 108, 110, ил. 4.

На международной выставке AMB фирма Emag продемонстрировала вертикальный шлифовальный станок VTC 315 DS для одновременной обработки по четырём осям валов, вращающихся относительно вертикальной оси. Станок имеет два независимо перемещающихся поперечных суппорта с шлифовальными бабками.

Новые шлифовальные круги, с. 122, 124, ил. 3.

Шлифовальные круги из КНБ с керамическими связками V31 и V24 фирмы Hermes Schleifkörper работают с незначительными силами резания при низком потреблении тока и низкой температуре в зоне обработки.

Krause T. Круглопильные станки, с. 130—132, ил. 6.

Универсальные высокопроизводительные круглопильные станки Rasacut XXL фирмы RSA Entgrat-und Trenn-Systeme предназначены для резки труб и сплошных заготовок диаметром от 20 до 170 мм, настраиваются на резку различных материалов и заготовок разного профиля, включая кованные заготовки.

Г. С. ПОТАПОВА

По вопросам получения материалов из зарубежных журналов обращаться к Г. С. Потоповой по тел./факсу: (495) 611 21 37, e-mail: stankoinform@mail.ru, веб-caim: www.stankoinform.ru