



ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

7
2012

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 "Аллerton 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

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 "Белый ветер",
115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Алешин Н.П., д-р техн. наук, акад. РАН, Братухин А.Г.,
д-р техн. наук, Воронцов А.Л., д-р техн. наук, Гусейнов А.Г.,
д-р техн. наук, Дмитриев А.М., д-р техн. наук, член-корр.
РАН (председатель секции обработки материалов без
снятия стружки), Драгунов Ю.Г., д-р техн. наук, член-
корр. РАН, Древаль А.Е., д-р техн. наук (председатель
секции технологии машиностроения), Дроздов Ю.Н.,
д-р техн. наук, акад. РИА и РАК (председатель секции
конструирования и расчета машин), Кутин А.А., д-р техн.
наук, Омельченко И.Н., д-р техн. и экон. наук (пред-
седатель секции организаций и экономики производ-
ства), Кузин В.В., д-р техн. наук, Попов Д.Н., д-р техн.
наук, Попов А.В., д-р техн. наук, Рыбин В.В., д-р техн.
наук, член-корр. РАН, Салтыков М.А., д-р техн. наук,
Трегубов Г.П., д-р техн. наук, Скугаревская Н.В. (ответст-
венный секретарь)

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

| | |
|---|----|
| Аверьянов Г. С., Бельков В. Н., Корчагин А. Б., Балашов В. С. — Расчет магнитоидицкостных демпфирующих элементов системы подпрессоривания колесных и гусеничных машин | 3 |
| Корчак Е. С. — Аналитическое описание динамики декомпрессии гидравлических цилиндров высокого давления | 6 |
| Каргин П. А. — КПД и потеря мощности эвольвентного зацепления | 10 |
| Уткин В. С., Уткин Л. В. — Расчет надежности деталей машин с использованием усеченных интервальных функций распределения вероятностей | 13 |
| Тарханов В. И. — Расчет и применение резьбовых соединений с самостопорящимися гайками | 16 |
| Красильников А. Я., Красильников А. А. — Влияние марки высококоэрцитивного постоянного магнита на характеристики торцевой магнитной муфты | 17 |
| Колокольцев В. А., Аврамов М. В. — Расчет усталостного ресурса элементов несущих систем машин. | 23 |
| Дулепов Н. П., Суриков Е. В., Луковников А. В., Харчевникова Г. Д., Сунцов П. С., Фокин Д. Б. — Формирование технического облика интегральных ракетно-прямоточных двигателей на твердом топливе для авиационных управляемых ракет | 28 |
| Богданов В. И., Дормидонтов А. К., Пьянков К. С., Топорков М. Н. — Повышение лобовой тяги пульсирующего ВРД с многополосной камерой сгорания постоянного объема | 35 |

Цикл статей

«Проблемы трибологии – трения, изнашивания и смазки»

| | |
|--|----|
| Маленко П. И., Леонов А. Ю. — Частотно-временной анализ и исследование динамики температурных и упругих колебаний на дискретных множественных субшероховатых контактах при трении скольжения со смазочным материалом | 39 |
| Зюзин А. А., Казьмин Б. Н., Юров М. Д. — Влияние шероховатости и микрорельефа поверхностей трения в подшипнике скольжения на изнашивание | 45 |

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

| | |
|--|----|
| Чумаченко Е. Н., Зак А. М. — Прогнозирование процессов управления тепловой обработкой железобетонных изделий | 50 |
| Цумарев Ю. А., Емельянов С. Н., Цумарев Е. Н., Шелег В. К. — Влияние формы точки на несущую способность сварного соединения | 54 |
| Савинова М. Е., Семенова Е. С., Соколова М. Д., Попов С. Н. — Технологические особенности модификации трубных полипропиленов ПЭ80Б и ПЭ2НТ11 . . | 57 |
| Абрамов Ф. Н. — Базы и теоретические схемы базирования цилиндрических заготовок на призмах | 60 |
| Пачурин Г. В. — Долговечность пластически деформированных коррозионностойких сталей | 65 |
| Хорев А. И. — Создание титанового β-сплава ВТ19 на основе комплексного легирования | 69 |

Серия статей

«Проблемы теории и практики резания материалов»

| | |
|---|----|
| Кузин В. В., Григорьев С. Н., Федоров С. Ю. — Влияние свойств обрабатываемого материала на напряженно-деформированное состояние керамических инструментов | 72 |
| Пименов Д. Ю., Гузеев В. И., Кошин А. А., Перееверзев П. П. — Изменение напряженного состояния задней поверхности зуба фрезы при торцевом фрезеровании | 78 |

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

| | |
|--|----|
| Сажин Ю. В., Плетнева Н. П. — Внутренний аудит систем качества как средство их улучшения | 81 |
|--|----|

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

| | |
|---|----|
| Рубан И. В., Клавуч Д. Н., Рубан В. М., Рубан А. И. — Полирование сверхгладких металлических зеркал | 84 |
| Хабрат Н. И. — Расчет и проектирование крюковых подвесок полиспастов с рациональными параметрами | 86 |

Художественный редактор Т. Н. Галицина

Технический редактор Т. А. Шацкая

Корректор Е. В. Комиссарова

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

| | |
|--|----|
| Aver'yanov G. S., Bel'kov V. N., Korchagin A. B., Balashov V. S. — Calculation of magneto-liquid damping elements of the cushioning system of wheeled and tracked vehicles | 3 |
| Korchak E. S. — Analytical description of decompression dynamics of high-pressure hydraulic cylinders | 6 |
| Kargin P. A. — The efficiency and power loss of an involute gearing | 10 |
| Utkin V. S., Utkin L. V. — Calculation of the machine parts reliability with use of the truncated interval probability distribution functions | 13 |
| Tarkhanov V. I. — Calculation and use of threaded joints with self-locking nuts | 16 |
| Krasil'nikov A. Ya., Krasil'nikov A. A. — Effect of high-coercive permanent magnet grade on the parameters of end magnetic clutch | 17 |

| | |
|--|----|
| Kolokol'tsev V. A., Avramov M. V. — Calculation of fatigue resource of elements of the machines load-carrying systems | 23 |
|--|----|

| | |
|---|----|
| Dulepov N. P., Surikov E. V., Lukovnikov A. V., Kharchevnikova G. D., Suntsov P. S., Fokin D. B. — Formation of the technical pattern of integral rocket-ramjet solid-propellant engines for aircraft guided missiles | 28 |
|---|----|

| | |
|---|----|
| Bogdanov V. I., Dormidontov A. K., P'yankov K. S., Toporkov M. N. — Frontal traction heightening of the pulse jet engine with multi-cavernous combustion chamber of constant volume | 35 |
|---|----|

A series of articles

«Problems of tribology – friction, wearing away and lubrication»

| | |
|---|----|
| Malenko P. I., Leonov A. Yu. — The time-frequency analysis and study of dynamics of thermal and elastic oscillations on the discrete multiple sub-rough contacts at sliding friction with lubricating stuff | 39 |
|---|----|

| | |
|--|----|
| Zyuzin A. A., Kaz'min B. N., Yurov M. D. — Effect of surface roughness and micro-relief of the friction surfaces on the wear of sliding bearings | 45 |
|--|----|

MANUFACTURING ENGINEERING

| | |
|---|----|
| Chumachenko E. N., Zak A. M. — Predicting of control processes of heat treatment of concrete products | 50 |
|---|----|

| | |
|--|----|
| Tsumarev Yu. A., Emel'yanov S. N., Tsumarev E. N., Sheleg V. K. — Effect of the point shape on the welded joints carrying capacity | 54 |
|--|----|

| | |
|--|----|
| Savvinova M. E., Semenova E. S., Sokolova M. D., Popov S. N. — Technological features of modification of PE80B and PE2NT11 pipe polyethylene | 57 |
|--|----|

| | |
|---|----|
| Abramov F. N. — The bases and theoretical schemes of basing of cylindrical blanks on the prisms | 60 |
|---|----|

| | |
|--|----|
| Pachurin G. V. — Durability of plastically deformed corrosion-proof steels | 65 |
|--|----|

| | |
|---|----|
| Khorev A. I. — Creation of VT19 titanium β-alloy on the basis of a complex alloying | 69 |
|---|----|

A series of articles

«Problems of theory and practice of materials cutting»

| | |
|---|----|
| Kuzin V. V., Grigor'ev S. N., Fedorov S. Yu. — Effect of a work material properties on the stress-strain state of ceramic tools | 72 |
|---|----|

| | |
|--|----|
| Pimenov D. Yu., Guzeev V. I., Koshin A. A., P. Pereverzhev P. P. — Change of the stress state of the mill's tooth back surface at face milling | 78 |
|--|----|

ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION

| | |
|---|----|
| Sazhin Yu. V., Pletneva N. P. — Internal audit of the quality systems as a means of their improving | 81 |
|---|----|

TECHNICAL INFORMATION

| | |
|--|----|
| Ruban I. V., Klavuch D. N., Ruban V. M., Ruban A. I. — Ultra-smooth polishing of metal mirrors | 84 |
|--|----|

| | |
|---|----|
| Habrat N. I. — Design and calculation of hook hangers of pulley-blocks with rational parameters | 86 |
|---|----|

Сдано в набор 26.04.2012. Подписано в печать 14.06.2012.

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

Усл. печ. л. 10,78. Уч.-изд. л. 12,25.

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 62-567.5

Г. С. АВЕРЬЯНОВ, д-р техн. наук, В. Н. БЕЛЬКОВ,
А. Б. КОРЧАГИН, кандидаты технических наук, В. С. БАЛАШОВ
(Омский ГТУ), e-mail: omankor@mail.ru

Расчет магнитожидкостных демпфирующих элементов системы подрессоривания колесных и гусеничных машин

Рассмотрены основы расчета магнитожидкостных демпферов с целью улучшения эксплуатационных характеристик демпфирующих элементов в системах демпфирования колесных и гусеничных машин.

Ключевые слова: магнитожидкостный демпфер, магнитореологическая жидкость, дросселирующий канал, коэффициент сопротивления.

The paper considers a calculation basis of magneto-liquid dampers to improve the performance of damping elements in the damping systems of wheeled and tracked vehicles.

Keywords: magneto-liquid damper, magnetorheological fluid, throttling channel, drag coefficient.

Скорость передвижения колесных и гусеничных машин (КГМ) ограничена конструктивными возможностями упругих элементов (пружин) и гасителей колебаний демпферов. Сопротивление гидравлических демпферов (амортизаторов) создается при перетекании масла через основные отверстия и дополнительные, снабженные шариковыми клапанами [1, рис. 235; 2]. При обратном ходе (ход отбоя) штока демпфера (амортизатора), масло продавливается сверху вниз через основные отверстия, в то время как дополнительные отверстия перекрыты клапанами, следовательно, сопротивление амортизатора велико. При прямом ходе (ход сжатия) сопротивление уменьшается вследствие перетекания масла через все отверстия. Предельное сопротивление, пропорциональное скорости поршня, ограничено центральным клапаном, вследствие чего необходимо ог-

раничивать скорость движения амортизуемого объекта.

Другие конструкции амортизаторов имеют клапаны прямого и обратного ходов. Пружины клапанов рассчитаны на определенный перепад давлений, в поршневой и штоковой полостях демпфера при колебаниях КГМ, что также приводит к необходимости ограничивать их скорость движения [3].

Сопротивление магнитожидкостного демпфера (МЖД) зависит от свойств рабочей магнитореологической жидкости (МРЖ), вязкость которой изменяется при изменении управляющего магнитного поля [4].

МЖД (рис. 1) имеет: корпус 1; поршень 2 со штоком 3; гидравлические полости 4 и 5, заполненные МРЖ; дросселирующие каналы 6, расположенные по всему внешнему периметру поршня и соединяющие обе гидравлические полости; обмотку 7, разме-

щенную в трубчатой части 8 корпуса 1; управляющее устройство 9 и датчик 10.

При воздействии силы F на шток 3 поршень 2 начинает перемещаться вниз от исходного положения. Давление МРЖ в полости 4 корпуса 7 становится больше, чем в штоковой полости 5. Датчик 10 вырабатывает электрический сигнал, пропорциональный скорости перемещения поршня, который поступает в управляющее устройство 9. С изменением силы тока в обмотке 7 изменяется вязкость МРЖ, а следовательно,

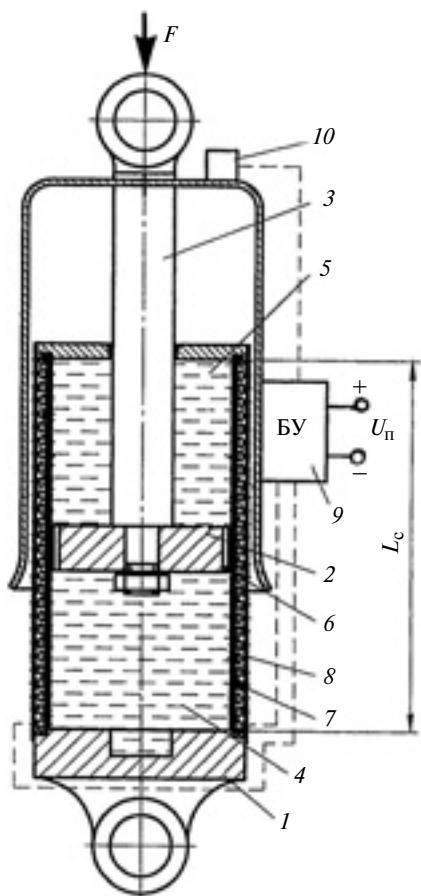


Рис. 1. Магнитожидкостной демпфер

и сила сопротивления движению поршня, направленная противоположно внешнему воздействию.

Вследствие изменения направления движения поршня 2 давление МРЖ в гидравлической полости 5 становится больше, чем в полости 4, и весь процесс повторяется. Размещение обмотки 7 по всей длине L_c трубчатой части 8 корпуса 1 обеспечивает управляющее воздействие на МРЖ до конца перемещения штока 3.

Коэффициенты сопротивления условных гидравлических демпферов (амортизаторов) 1 (рис. 2), установленных над осями опорных катков КГМ, для прямого (k_p) и обратного (k_o) ходов выбирают так, чтобы обеспечивалась заданная интенсивность гашения колебаний КГМ.

Эксплуатация КГМ показала, что усилие амортизатора при обратном ходе должно быть на 15–20 % больше, чем при прямом ходе, так как при прямом ходе жесткость упругого элемента увеличивается вследствие возрастания кинетической энергии КГМ и возможно увеличение продолжительности высокочастотных колебаний (вибраций), что отрицательно оказывается на бортовых приборах и экипаже. При обратном ходе подпрессоренной массы КГМ частота колебаний резко уменьшается при уменьшении упругой силы (жесткости упругого элемента).

Теоретическую характеристику демпфера (амортизатора) при постоянной плотности жидкости [1] определим с учетом принятых допущений:

$$R_p \max = f(v_p),$$

где $R_p \ max$ — наибольшее усилие на поршне демпфера, Н; v_p — скорость поршня, м/с.

Графически характеристика представляет собой два луча, выходящих из начала координат (рис. 3):

$$R_{p.p} = k_p v_p \text{ и } R_{p.o} = k_o v_p,$$

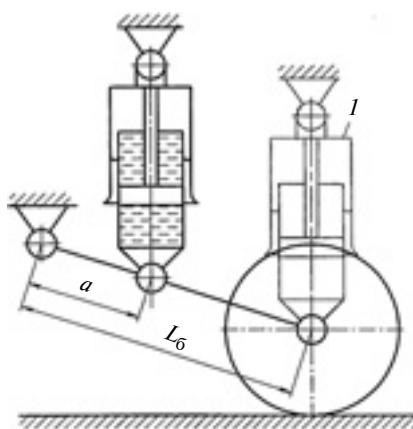


Рис. 2. Схема установки МЖД

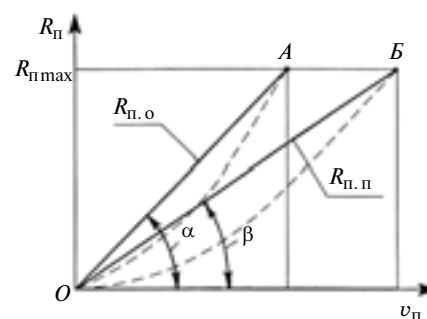


Рис. 3. Теоретическая (—) и реальная (---) характеристики гидравлического демпфера при постоянной плотности МРЖ

где $R_{p.p}$ и $R_{p.o}$ — силы сопротивления при прямом и обратном ходах демпфера.

При проектном расчете МЖД определяют его основные размеры: диаметр D_p поршня, диаметр D_w штока, длину L_d демпфера и общую площадь S дросселирующих каналов, обеспечивающих одинаковую с условным демпфером 1 (см. рис. 2) интенсивность поглощения энергии колебательного движения корпуса КГМ.

Для упрощения расчета каждого отдельного значения вязкости МРЖ при колебательном движении корпуса КГМ принимаем допущения:

1) вязкость МРЖ в МЖД зависит только от магнитного поля электромагнита;

2) сила R_p сопротивления реального МЖД (усилие на поршне) пропорциональна скорости поршня: $R_p = k(\mu)v_p$.

Здесь $k(\mu)$ — коэффициент сопротивления реального демпфера, зависящий от динамической вязкости μ и определяемый в соответствии с первым допущением отношением усилия на поршне к его скорости:

$$k(\mu) = \frac{R_p}{v_p} = \frac{R_k i_a}{v_k / i_a} = \frac{R_k i_a^2}{v_k} = k_k i_a^2, \text{ Н/(м/с)},$$

где R_k — усилие на катке; v_k — скорость катка; $i_a = L_6/a$ (см. рис. 2) — передаточное отношение от опорного катка к МЖД; k_k — коэффициент сопротивления катка [1]. Тогда $k_p = k_k i_a^2$ и $k_o = k_k i_a^2$;

3) наибольшее усилие $R_{p.o} \ max$ на поршне МЖД при обратном ходе зависит от жесткости упругого элемента: $R_{p.o} \ max = c_{k1} z_k i_a$, где c_{k1} — приведенная к катку жесткость, Н/м, [1]; $z_k = z_{k.c} + z_{k.d}$ — полный ход катка КГМ ($z_{k.c}$ и $z_{k.d}$ — статический и динамический ходы);

4) наибольшее усилие на поршне при прямом ходе равно наибольшему усилию при обратном ходе: $R_{p.p} \ max = R_{p.o} \ max = R_p \ max$, где $R_p \ max$ — наибольшее усилие для точки А (см. рис. 3) характеристики обратного хода; при этом линия OA совместится с линией OB ;

5) расположенные по периметру поршня дросселирующие каналы — круглые, диаметром d_i .

Тогда с учетом допущений имеем следующее.

1. При изменении плотности МРЖ в результате изменения силы подводимого тока изменяется и угол наклона характеристик демпфера (см. рис. 3) в диапазоне от $<\alpha$ до $<\beta$.

2. Диаметр D_p поршня определяется выражением:

$$\frac{\pi}{4} (D_p^2 - D_w^2) p_{\max} = R_p \ max, \quad (1)$$

где p_{\max} — наибольшее давление в поршневой полости, Па.

Подставив в формулу (1) $D_{\text{ш}} = D_{\text{п}}\chi$, где $\chi = D_{\text{ш}}/D_{\text{п}} = 0,25 \div 0,35$ (согласно рекомендации работы [1]), получим:

$$D_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4R_{\text{п max}}}{\pi p_{\max}(1 - \chi^3)}}.$$

Полный ход поршня определим с запасом $\Delta = 0,02 \div 0,03$ м, чтобы исключить удары поршня о днище и крышку демпфера:

$$z_{\text{п max}} = \frac{z_{\text{k max}}}{i_a} + \Delta.$$

Так как диаметр поршня $D_{\text{п}}$ примерно равен его длине $L_{\text{п}}$, то длина демпфера $L_{\text{д}} = z_{\text{п max}} + D_{\text{п}}$.

3. Общая площадь S группы дросселирующих каналов поршня определяется из уравнения расхода МРЖ при обратном ходе поршня. Объем МРЖ, вытесняемый в единицу времени кольцевой площадкой поршня $(S_{\text{п}} - S_{\text{ш}})v_{\text{п}}$, при давлении p МРЖ приравниваем к секундному расходу Q МРЖ [1] через отверстия с общей площадью S , определяемому по формуле

$$Q = \gamma_o S \sqrt{2g \frac{p}{\rho}},$$

где $\gamma_o \approx 0,7$ — коэффициент расхода МРЖ при истечении через дросселирующие каналы длиной $l \leq 3d$ общей площадью S ; $\rho \leq 900 \text{ кг}/\text{м}^3$ — плотность МРЖ; $g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$ — ускорение свободного падения.

Тогда

$$Q = (S_{\text{п}} - S_{\text{ш}})v_{\text{п}} = \gamma_o S \sqrt{2g \frac{p}{\rho}}. \quad (2)$$

Давление p МРЖ определим через максимальное усилие $R_{\text{п max}}$ для точки (см. рис. 3) характеристики обратного хода:

$$p = \frac{R_{\text{п max}}}{S_{\text{п}} - S_{\text{ш}}}. \quad (3)$$

Подставив формулу (3) в уравнение (2), получим:

$$\begin{aligned} Q &= (S_{\text{п}} - S_{\text{ш}}) \frac{R_{\text{п max}}}{k_o} = \\ &= \gamma_o S \sqrt{2g \frac{R_{\text{п max}}}{S_{\text{п}} - S_{\text{ш}}}} \end{aligned}$$

откуда

$$S = \frac{S_{\text{п}} - S_{\text{ш}}}{k_o \gamma_o} \sqrt{\frac{R_{\text{п max}} \rho (S_{\text{п}} - S_{\text{ш}})}{2g}};$$

4. Объем МРЖ, вытесняемый поршнем площадью $S_{\text{п}}$ со скоростью $v_{\text{п}}$, приравниваем к расходу Q МРЖ через все дросселирующие каналы:

$$v_{\text{п}} S_{\text{п}} = \gamma_o S \sqrt{2g \frac{p}{\rho}}.$$

Скорость $v_{\text{п}}$ и давление p определим как и в предыдущем случае.

Зная общую площадь S и задаваясь числом Z дросселирующих каналов, находим их условный

$$\text{диаметр } d_i = \sqrt{\frac{4S}{\pi Z}}.$$

В заключение проверим выполнение условия стабильности работы МЖД при изменении температуры и вязкости МРЖ: число

$$\text{Рейнольдса } Re = \frac{v_{\text{k}} d_i}{v} \quad (v_{\text{k}} \text{ и } v —$$

скорость и кинематическая вязкость МРЖ) для каждого дросселирующего канала, начиная со

$$\text{скорости катка } v_{\text{k}} = \frac{v_{\text{k max}}}{\sqrt{2}}, \text{ должна}$$

быть больше критического числа $Re_{kp} = 30$ [1].

Скорости МРЖ в Z дросселирующих каналах общей площадью S , составят

для обратного хода

$$\begin{aligned} v_{\text{o.ж}} &= v_{\text{п}} \frac{(S_{\text{п}} - S_{\text{ш}})}{S} = \\ &= v_{\text{k}} \frac{(S_{\text{п}} - S_{\text{ш}})}{i_a S}; \end{aligned}$$

для прямого хода

$$v_{\text{п.ж}} = \frac{v_{\text{k}} S_{\text{п}}}{i_a \left(S + \frac{\gamma'_o}{\gamma_o} S_{\text{k}} + S_{\text{д}} \right)},$$

где γ'_o — коэффициент расхода на прямом ходе при истечении МРЖ, вытесняемой из цилиндра штоком через отверстия днища; γ_o — коэффициент расхода при истечении из отверстий поршня; S_{k} — площадь отверстий днища; $S_{\text{д}}$ — площадь дополнительных отверстий поршня.

Так как в рассматриваемом МЖД дополнительное днище с отверстиями отсутствует (см. рис. 1), то $S_{\text{k}} = 0$. Площадь дополнительных отверстий поршня входит в общую площадь S , поэтому формула (4) примет вид:

$$v_{\text{п.ж}} = \frac{v_{\text{k}} S_{\text{п}}}{i_a S}.$$

Кинематическая вязкость v МРЖ при начальной температуре 50 °C составляет, $10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$: для солярного масла или дизельного топлива — 7, для трансформаторного масла — 10, для индустриальных масел № 12 и 20 — 12 и 20, для турбинного масла — 22, спиртоглицериновой смеси — 40, масла МТ16п — 110, специальной амортизаторной жидкости АЖ170 — 170.

Условие стабильности МЖД запишется в виде:

для обратного хода

$$Re = v_{\text{k}} \frac{(S_{\text{п}} - S_{\text{ш}}) d_i}{S i_a \rho} \geq Re_{kp} = 30$$

или

$$Re = v_{\text{k max}} \frac{(S_{\text{п}} - S_{\text{ш}}) d_i}{S i_a \rho} \geq 42;$$

для прямого хода

$$Re = \frac{v_{\text{k}} S_{\text{п}} d_i}{i_a \left(S + \frac{\gamma'_o}{\gamma_o} S_{\text{k}} \right) \rho} \geq 42.$$

Е. С. КОРЧАК, канд. техн. наук (Донбасская ГМА, г. Краматорск, Украина),
e-mail: helen_korchak@ukr.net

Аналитическое описание динамики декомпрессии гидравлических цилиндров высокого давления

Приведена методика определения основных параметров процесса декомпрессии гидравлических цилиндров высокого давления. Проанализированы возникающие колебательные явления, даны математическое описание и решение задачи применительно к реальному гидравлическому приводу.

Ключевые слова: декомпрессия, давление, гидравлический цилиндр, разгрузочный клапан, гидравлическое сопротивление.

A technique for determining the basic parameters of the decompression process of high-pressure hydraulic cylinders is presented. Analysis of originating oscillatory phenomena, and also mathematical description and solution of the problem as applied to the actual hydraulic actuator are given.

Keywords: decompression, pressure, hydraulic cylinder, the pressure relief valve, hydraulic resistance.

В силовых агрегатах с гидравлическим приводом после рабочего хода важно осуществить быструю и безударную декомпрессию гидравлических цилиндров высокого давления. Процесс декомпрессии как таковой не определяет точностные параметры рабочего хода, однако он оказывает значительное влияние на производительность, быстродействие и надежность всего агрегата с гидравлическим приводом.

За время рабочего хода в гидравлическом цилиндре высокого давления накапливается энергия упругой деформации жидкости и элементов металлоконструкции, причем первая значительно больше второй. Это связано прежде всего с тем, что модуль упругости жидкости примерно в 100 раз меньше модуля упругости стали. Во время декомпрессии гидравлического цилиндра суммарная накопленная энергия упругой деформации расходуется дросселирующим элементом разгрузочного клапана, превращаясь в теплоту [1].

Динамическую модель процесса декомпрессии гидравлического цилиндра высокого давления можно представить в следующем виде (рис. 1). Столб

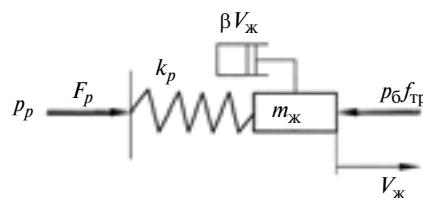


Рис. 1. Динамическая модель процесса декомпрессии гидравлического цилиндра высокого давления:

$p_p F_p$ — активное усилие гидравлического цилиндра; $p_б f_тр$ — усилие со стороны сливного бака; $m_ж$ и $V_ж$ — масса и скорость столба жидкости в цилиндре; k_p — линейная жидкость столба жидкости; $\beta V_ж$ — сила вязкого сопротивления



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 3)

В качестве рабочей жидкости МЖД целесообразно применять МРЖ, характеристики которой выбирают в соответствии с условиями работы; передаточное число i_a желательно уменьшать.

Отметим следующее:

уравнения расхода — квадратичные зависимости силы сопротивления R_p поршня МЖД от его скорости v_p ; реальные, в том числе и экспериментальные, характеристики амортизаторов имеют параболический характер (штриховые линии на рис. 3);

наклон реальных характеристик МЖД зависит от напряженности магнитного поля электромагнитки, а значит от вязкости МРЖ.

Применение МЖД улучшает эксплуатационные характеристики КГМ (в частности повышает их скорость) благодаря уменьшению зависимости технических характеристик демпфирующих устройств от их конструктивного исполнения путем управления состоянием МРЖ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- Буров С. С. Конструирование и расчет танков. М.: ВКАБТВ им. Р. Я. Малиновского. 1973. 602 с.
- Дербаремдикер А. Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей. М.: Машиностроение, 1969. 238 с.
- Рулев С. В. и др. Методика оценки допустимой скорости движения подвижного агрегата с учетом режимов разгона, замедления и торможения // Актуальные проблемы российской космонавтики: Тр. XXXII академ. чтений по космонавтике. М.: Комиссия РАН. 2009. С. 308, 309.
- Шульман З. П., Кордонский В. И. Магнитореологический эффект. М.: Наука и техника, 1982. 184 с.

жидкости массой $m_{\text{ж}}$ в корпусе цилиндра действует как пружина жесткостью k_p , степень сжатия которой определяется суммарной накопленной энергией упругой деформации системы, а процесс декомпрессии — это разжатие пружины, которому препятствуют инерционные силы (на рис. 1 не показаны) и вязкое гидравлическое сопротивление $\nu V_{\text{ж}}$ сливной магистрали.

В общем случае процесс декомпрессии гидравлических цилиндров описывается выражением [2]

$$\frac{W_{\text{ц}}}{E_{\text{ц}}} \frac{dp_{\text{ц}}}{dt} + V_{\text{ж}} f_{\text{тр}} = 0, \quad (1)$$

где $p_{\text{ц}}$ — давление в гидравлическом цилиндре; $W_{\text{ц}}$, $E_{\text{ц}}$ — общий объем и приведенный модуль объемной упругости цилиндра; $V_{\text{ж}}$ — скорость истечения рабочей жидкости из цилиндра; $f_{\text{тр}}$ — площадь поперечного сечения сливного трубопровода; t — текущее время.

Как показали исследования [3], на динамику декомпрессии существенное влияние оказывают масса жидкости и ее инерционность. Однако в уравнении (1) указанные параметры не учитываются. Их можно определить на базе уравнения баланса давлений, которое для данной системы имеет вид:

$$p_{\text{ц}} - 0,5\rho\xi_k V_{\text{ж}}^2 - \rho L \frac{dV_{\text{ж}}}{dt} = p_6, \quad (2)$$

где $0,5\rho\xi_k V_{\text{ж}}^2$ — потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений магистрали "гидравлический цилиндр — сливной бак" (ρ — плотность рабочей жидкости; ξ_k — приведенный к активной площади цилиндра коэффициент гидравлического сопротивления разгрузочного клапана);

$\rho L \frac{dV_{\text{ж}}}{dt}$ — потери давления на создание инерционного напора (L — приведенная к активной площади цилиндра длина трубопровода); p_6 — давление в сливном баке.

Согласно уравнению (2) энергия сжатой жидкости при истечении из гидравлического цилиндра расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений магистрали и создание инерционного напора жидкости. Как правило, декомпрессию силовых цилиндров, особенно больших объемов, осуществляют разгрузочным клапаном небольшого проходного сечения для исключения гидравлического удара в гидросистеме управления. В процессе открытия клапана его гидравлическое сопротивление изменяется по закону:

$$\xi_k = \zeta_{\min} \left[1 + \alpha \left(\frac{1}{t^{2n}/t_{\text{отк}}^{2n}} - 1 \right) \right],$$

где ζ_{\min} — коэффициент гидравлического сопротивления полностью открытого разгрузочного клапана; $t_{\text{отк}}$ — время открытия клапана; n — показатель вида конструктивной характеристики клапана (релейная характеристика $n = 0,5$, линейная — $n = 1,0$, квадратичная — $n = 2,0$); α — коэффициент качества сливной магистрали (отношение гидравлического сопротивления разгрузочного клапана к общему сопротивлению сливной магистрали, в которой установлен клапан).

Коэффициент ζ_{\min} определяют по формуле критического проходного сечения $f_{\text{кр}}$ разгрузочного клапана при внезапном расширении струи [4]:

$$f_{\text{кр}} = \frac{f_{\text{тр}}}{\sqrt{\zeta_{\min} + 1}}.$$

Методика определения коэффициента α подробно изложена в работе [5]. Отметим только, что сливную магистраль необходимо проектировать так, чтобы достичь коэффициента $\alpha \geq 0,8$. Это условие можно соблюсти при выполнении следующих рекомендаций:

максимально приблизить сливной бак к гидравлическому цилинду;

разгрузить магистраль "гидравлический цилиндр — сливной бак" от излишних гидравлических сопротивлений;

основную долю общего гидравлического сопротивления магистрали "гидравлический цилиндр — сливной бак" сосредоточить на разгрузочном клапане.

Приведенную длину L трубопровода определяют по формуле $L = H f_{\text{тр}} / F_p$, где H и F_p — ход плунжера и активная площадь гидравлического цилиндра.

Перегруппировав уравнения (1) и (2) и подставив в зависимость (2) выражения для определения соответствующих параметров, получим:

$$0,5\rho \left(\frac{W_{\text{ц}}}{E_{\text{ц}} f_{\text{тр}}} \right)^2 \zeta_{\min} \left[1 + \alpha \left(\frac{1}{t^{2n}/t_{\text{отк}}^{2n}} - 1 \right) \right] \left(\frac{dp_{\text{ц}}}{dt} \right)^2 - \frac{W_{\text{ц}}}{E_{\text{ц}} f_{\text{тр}}} \rho L \frac{d^2 p_{\text{ц}}}{dt^2} + p_6 - p_{\text{ц}} = 0. \quad (3)$$

Выражение (3) — математическая модель изменения давления в гидравлическом цилиндре высокого давления в процессе декомпрессии.

Переходные процессы в динамических системах носят, как правило, колебательный характер [1]. Так как колебания в гидравлическом цилиндре при декомпрессии мало влияют на динамику движения его плунжера, нет необходимости рассматривать двух- или трехмассовую модель "жидкость — подвижные части". Достаточно рассмотреть на основе

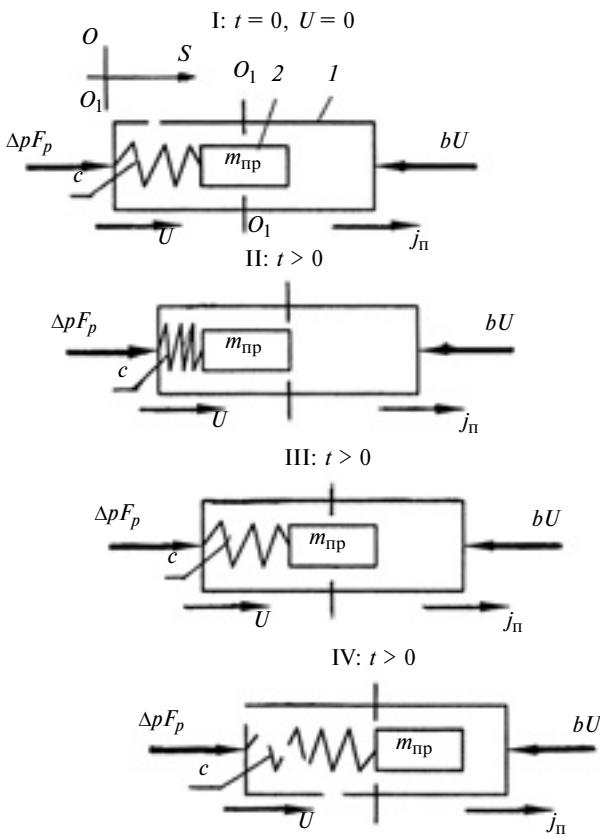


Рис. 2. Этапы I÷IV колебания столба жидкости в гидравлическом цилиндре при декомпрессии

теории линейных колебаний динамику движения сжимаемой вязкой жидкости в упругом трубопроводе, которая получает ускорение, рассчитанное для "жесткой" модели гидропривода.

Представим столб жидкости в гидравлическом цилиндре (рис. 2) как сложную систему из двух элементов: 1 — повторяет по конфигурации столб жидкости, но имеет нулевую массу; 2 — имеет приведенную массу $m_{\text{пр}}$, расположена внутри элемента 1 и связана с ним упругой связью в виде пружины. При декомпрессии вся система движется вдоль оси s с переменной скоростью U и ускорением j_n . Ось $O—O$ — начало отсчета в неподвижной системе координат, ось $O_1—O_1$ — начало отсчета в подвижной системе координат. На рис. 2 показаны этапы этого движения:

I — до начала декомпрессии система находится в покое, ускорение равно нулю, сосредоточенная масса $m_{\text{пр}}$ расположена в центре тяжести столба жидкости;

II — в начале декомпрессии элемент 1 под действием силы $\Delta p F_p$ набирает скорость, а элемент 2 под действием сил инерции отстает от него, при этом пружина жесткостью c сжимается и возникает упругая восстанавливающая сила;

III — по мере движения элемента 1 упругая сила возрастает настолько, что разгоняет элемент 2 в направлении движения;

IV — в момент прохождения элементом 2 оси $O_1—O_1$ упругая сила становится равной нулю, однако за счет приобретенной кинетической энергии элемент 2 продолжает движение вправо. После превращения накопленной кинетической энергии в потенциальную, масса $m_{\text{пр}}$ реверсируется.

Таким образом, в относительной системе отсчета элемент 2 (приведенная масса столба жидкости) совершает колебательные движения затухающего характера относительно оси $O_1—O_1$ из-за наличия силы вязкого трения, которая согласно теории линейных механических колебаний пропорциональна скорости колебательного движения.

Для того чтобы всю систему сделать неподвижной относительно оси $O—O$, приложим в соответствии с принципом Даламбера к приведенной массе силу инерции, направленную в сторону, противоположную движению. На основе дифференциального уравнения вынужденных затухающих колебаний приведенной массы столба жидкости в упругом цилиндре при сопротивлении, пропорциональном скорости, можно перейти от колебаний столба жидкости к колебаниям давления, т. е. давление жидкости будет изменяться пропорционально ускорению j_n и составит

$$\Delta p = \frac{j_n m_{\text{пр}}}{F_p} \left[1 - e^{-ht} \left(t \cos \omega + \frac{h}{\omega} t \sin \omega \right) \right]. \quad (4)$$

Здесь $h = \delta/T$ — коэффициент вязкого сопротивления колебательной системы, где $\delta = \ln \frac{A_t}{A_{t+T}}$ — логарифмические декременты затухающих колебаний.

В зависимости (4) выражение перед квадратными скобками представляет собой текущее значение давления $p_{\text{ц}}$ в гидравлическом цилиндре, определяемое из зависимости (3). Окончательно получим:

$$\Delta p = p_{\text{ц}} \left[1 - e^{-ht} \left(t \cos \omega + \frac{h}{\omega} t \sin \omega \right) \right]. \quad (5)$$

Выражение (5) через параметры системы h и ω связывает ускорение j_n , соответствующее "жесткой" модели, и изменение Δp давления в системе с учетом сжимаемости жидкости и упругости трубопроводов. Задаваясь на основе паспортных данных гидравлического привода допустимым повышением давления на определенном участке трубопровода и зная параметры уравнения для этого участка, можно определить допустимые ускорения разгона подвижных частей машины.

Формула (5) дает несколько заниженные (на 20÷30 %) значения допустимых ускорений j_n . Это выявлено экспериментально при единичном возмущении в магистрали "гидравлический цилиндр — сливной бак". Для указанной магистрали определяли период T колебаний, частоту $\omega = 2\pi/T$, логарифмические декременты δ затухающих колебаний (учитывали амплитуды A_t колебаний давления) и коэффициенты h , характеризующие вязкое сопротивление системы.

Очевидно, что формула (5) даже при подстановке экспериментальных значений параметров недостаточно учитывает диссипативные свойства системы, что создает некоторый коэффициент запаса. Для более точного расчета можно ввести корректирующий множитель $\varepsilon = A_{\text{Э max}}/A_{\text{т max}}$, где $A_{\text{Э max}}$ и $A_{\text{т max}}$ — наибольшие амплитуды колебаний давления, полученные соответственно экспериментально и теоретически.

Окончательно получим:

$$\Delta p = p_{\text{ц}} \left[1 - \varepsilon e^{-ht} \left(t \cos \omega + \frac{h}{\omega} t \sin \omega \right) \right].$$

В таком виде формула (5) дает расхождение с экспериментальными значениями в пределах 5 %.

Используем полученную динамическую модель для анализа динамики декомпрессии гидроцилиндра мощного гидравлического пресса с параметрами: $W_{\text{ц}} = 2,92 \text{ м}^3$; $E_{\text{ц}} = 1900 \text{ МПа}$; $p_0 = 0,5 \text{ МПа}$; $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$; $\zeta_{\min} = 45$; $\alpha = 0,8$; $t_{\text{отк}} = 0,15 \text{ с}$; $n = 1,0$; $L = 1320 \text{ м}$; $f_{\text{тр}} = 0,066 \text{ м}^2$.

На рис. 3 приведены результаты решения уравнений (3) (кривая 1) и (5) (кривая 2), а также экспериментальная кривая 3 изменения давления в силовом цилиндре при декомпрессии. Видно, что декомпрессия гидравлического цилиндра от давления 30 МПа до давления 3,4 МПа осуществляется в течение 0,5 с через открытый разгрузочный клапан. При этом расчетное (кривая 2) и экспериментальное (кривая 3) давления колеблются относительно расчетной кривой 1. Следовательно, разработанная динамическая модель декомпрессии силовых цилиндров с достаточной достоверностью отражает динамику процесса. При этом из-за необходимости дросселирования значительного объема рабочей жидкости через малое сечение разгрузочного клапана вероятность гидравлического удара в магистрали "гидравлический цилиндр — сливной бак" полностью исключается. Судя по полученным зависимостям имеет место продолжительная за-

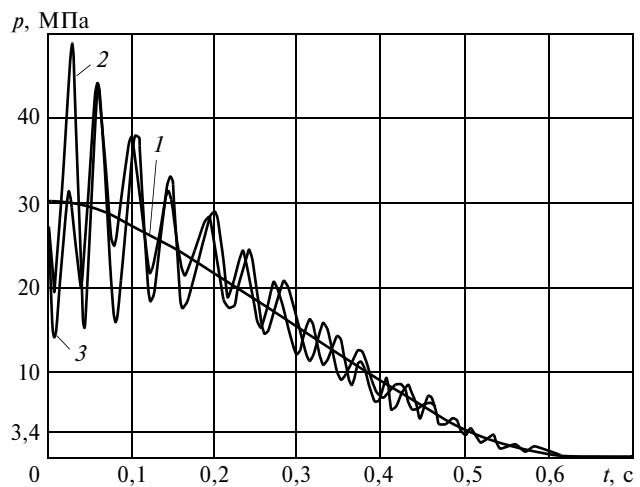


Рис. 3. Расчетные кривые 1 и 2 и экспериментальная кривая 3 изменения во времени давления в гидравлическом цилиндре высокого давления при декомпрессии

держка при переключении машины с рабочего на холостой (возвратный) ход вследствие недостаточной интенсивности срабатывания накопленной упругой энергии. Поэтому процесс декомпрессии, являясь затяжным по времени, может существенно снижать производительность всей машины.

Таким образом, приведенное аналитическое описание позволяет проанализировать и определить оптимальные режимы декомпрессии гидравлических цилиндров высокого давления. Это дает возможность уже на этапе проектирования гидропривода машины правильно выбрать его параметры и режимы работы разгрузочных устройств.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Корчак Е. С. Математическое моделирование процессов, происходящих в рабочих цилиндрах гидравлического пресса при их декомпрессии // Вестник Самарского ГТУ Сер. "Физико-математические науки". 2010. № 5 (21). С. 152—158.
2. Андронов Г. Ф., Ионкин А. Я., Михайлов А. И. О безударной разгрузке цилиндров гидравлических прессов // Кузнецко-штамповочное производство. 1976. № 10. С. 31—33.
3. Шинкаренко О. М., Корчак Е. С. Процессы, происходящие в рабочих цилиндрах пресса при разгрузке // Сб. науч. тр. "Совершенствование процессов и оборудования обработки давлением в металлургии и машиностроении". Краматорск: ДГМА, 2007. С. 294—297.
4. Арзуманов Э. С. Гидравлические регулирующие органы систем автоматического управления. М.: Машиностроение, 1985. 256 с.
5. Korchak E. S. Inverse Pass of Hydraulic Presses and Pressure Unloading of Working Cylinders // Russian Engineering Research. 2011. Vol. 31. N 2. P. 113—115.

П. А. КАРГИН, канд. техн. наук (Донской ГТУ, г. Ростов-на-Дону),
e-mail: chenna@yandex.ru

КПД и потери мощности эвольвентного зацепления

Установлено, что изменение мгновенного КПД по линии зацепления эвольвентной зубчатой передачи практически не зависит от коэффициента трения зубьев, изменяющегося в процессе зацепления.

Ключевые слова: зубчатая эвольвентная передача, мгновенный коэффициент полезного действия, потери мощности в зацеплении, коэффициент трения зубьев, коэффициент нагрузки на зубья, фазы зацепления.

It was established that the change of instantaneous efficiency factor along the toothline of involute gear is practically independent on the teeth friction coefficient, variable in the toothline process.

Keywords: involute gear transmission, the instantaneous efficiency factor, power loss in the toothline, the teeth friction coefficient, the teeth load factor, toothline phase.

Интегральные потери мощности и средний КПД эвольвентных зубчатых передач хорошо изучены и приведены в справочной литературе. Однако точные значения мгновенного КПД эвольвентного зацепления в разных фазах зацепления зубьев еще не определены. Важность решения этой задачи определил профессор В. А. Гавриленко [1] — эти данные необходимы при анализе прочности и долговечности зубьев, при исследовании динамики зубчатой передачи и синтезе геометрии зубьев. К тому же применение эвольвентных зубчатых передач в современных машинах постоянно расширяется.

В данной статье рассмотрен расчет потерь мощности в эвольвентном зацеплении только от трения взаимного скольжения зубьев, так как они составляют основную часть потерь в зацеплении зубьев (есть потери и от трения перекатывания зубьев), и вследствие быстротечности процесса зацепления и сложности кинематики эвольвентного зацепления как высшей кинематической пары их экспериментальное исследование чрезвычайно затруднено.

В качестве объекта исследования принята эвольвентная зубчатая передача, результаты испытаний

ний которой представлены в работе [2]. Это прямозубая передача внешнего зацепления без смещения исходного контура с параметрами: числа зубьев — $z_1 = 19$, $z_2 = 57$; модуль $m = 4$ мм; основной шаг $p_b = 11,808$ мм; коэффициент перекрытия $\varepsilon = 1,66$; длина зуба $b = 25$ мм; углы давления в крайних точках активной линии зацепления — 24,79 и 15,56°. Передаваемая мощность — 36,8 кВт; частота вращения шестерни $n = 1600$ мин⁻¹; окружная скорость $v = 6,37$ м/с; окружная сила $P_o = 588,7$ кг; суммарная ошибка основного шага зацепления $\Delta_o = 10$ мкм; материал зубчатых колес — сталь 45, твердость зубьев шестерни — 224 HB, зубьев колеса — 183 HB.

На рис. 1 показаны линия $B'B'$ зацепления этой передачи (отрезок DC — зона однопарного зацепления) и график скоростей скольжения точек зубьев при перемещении контактной точки по линии зацепления. Сформируем

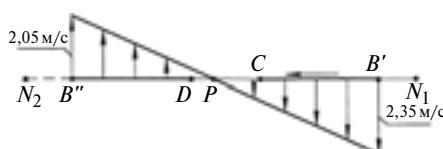


Рис. 1. Линия зацепления и график скоростей скольжения точек зубьев исследуемой передачи

расчетный алгоритм для определения мгновенного КПД в разных фазах зацепления. На рис. 2 показана схема зацепления эвольвентных зубьев в точке i в заполненной зоне однопарного зацепления. Согласно определению мгновенный КПД для рассматриваемой фазы зацепления

$$\eta = \frac{F_2 l_2 \omega_2}{F_1 l_1 \omega_1}, \quad (1)$$

где $F_1 = F_2$ — силы взаимодействия зубьев, отклоненные от общей нормали $N_1 N_2$ к профилям на угол трения φ ; l_1 , l_2 — плечи действия сил F_1 и F_2 ; ω_1 , ω_2 — угловые скорости соответственно шестерни и колеса.

Так как $\omega_2/\omega_1 = z_1/z_2$, то из формулы (1) получим выражение для расчета мгновенного КПД зубчатого зацепления:

$$\eta = \frac{l_2 z_1}{l_1 z_2}. \quad (2)$$

Здесь из геометрических соотношений (см. рис. 2)

$$\left. \begin{aligned} l_1 &= r_{b_1} \left(\cos \varphi \pm \frac{N_1 i}{r_{b_1}} \sin \varphi \right); \\ l_2 &= r_{b_2} \left(\cos \varphi \pm \frac{N_2 i}{r_{b_2}} \sin \varphi \right), \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где r_{b_1} , r_{b_2} — радиусы основных окружностей соответственно шестерни и колеса; i — номер расчетной контактной точки на линии зацепления; $N_1 i$, $N_2 i$ — отрезки, определяющие положение контактной точки i на линии зацепления $N_1 N_2$ (знаки "+" и "-" — соответственно для точек заполненного PN_2 и дополнившего $N_1 P$ участков линии зацепления).

В связи с изменением условий трения зубьев при перемещении точки контакта по линии зацепления коэффициент трения между зубьями и соответствующий ему угол трения будут перемен-

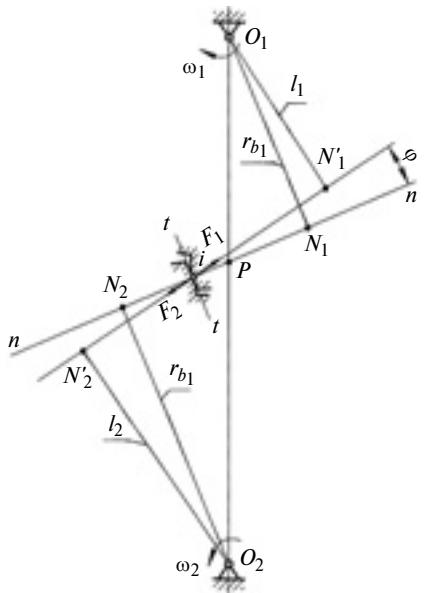


Рис. 2. Схема передачи усилий в эвольвентной передаче в зоне однопарного зацепления

ными. Воспользуемся графиком изменения коэффициента f трения из работы [2], построенным на основании широких экспериментальных исследований методом роликовой аналогии и испытаний зубчатых передач. График, представленный на рис. 3, имеет отмеченные и другими исследователями два "всплеска" в зоне малых скоростей скольжения точек зубьев (см. рис. 1), участок значительного уменьшения коэффициента трения в зоне полюса P (чистое качение) и общий незначительный наклон в сторону уменьшения коэффициента трения от начала (B'') зацепления к его концу (B').

Для простоты расчетов nominalnyy coefficient трения между зубьями принят равным 0,1.

Активная линия зацепления $B'B''$ (см. рис. 3) была разбита на 37 участков и определены коэффициенты трения для каждой из этих фаз зацепления, после чего по известной зависимости $\phi = \arctg(f)$ определены углы трения между зубьями в каждой фазе зацепления.

Далее по формулам (3) и (2) рассчитали мгновенный КПД для всех 37 фаз зацепления, не учи-

тывая пока двухпарность зацепления в соответствующих зонах, и по результатам расчетов построили график изменения мгновенного КПД за время зацепления каждой отдельной пары зубьев (рис. 4). Ветви полученного графика приблизительно симметричны относительно вертикальной оси, проходящей через полюс P зацепления, и близки к прямым линиям. Наименьший мгновенный КПД в точке B' начала зацепления $\eta_{B'} = 0,96$, а в точке B'' на выходе из зацепления $\eta_{B''} = 0,968$. В полюсе P $\eta_P = 1$, что соответствует условиям расчета (скорость скольжения в полюсе равна нулю, а потери на трение перекатывания не учитываются). Среднее значение мгновенного КПД по линии зацепления составляет 0,981, что соответствует справочным данным.

Следует отметить, что изменение коэффициента трения по линии зацепления практически не отразилось на форме графика мгновенного КПД, что, по-видимому, объясняется равновесной

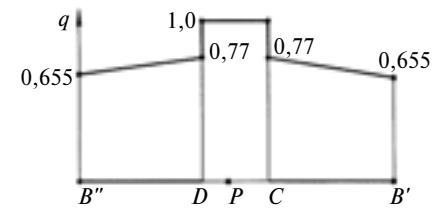


Рис. 5. График изменения коэффициента нагрузки на зубья по линии зацепления передачи

структурой формул (3). Так как в действительности зацепление частично является двухпарным, то график на рис. 4 имеет лишь теоретическое значение как график мгновенного КПД идеального зацепления с коэффициентом перекрытия, равным единице.

Для построения реального графика изменения мгновенного КПД следует учитывать также зависимость коэффициента нагрузки на зубья колес передачи от положения точки контакта на линии зацепления. Для расчетов используем выражения из работы [3].

Для стальных зубьев при

$$P_0 \leq \Delta_0 b \quad (4)$$

нагрузка в течение всего зацепления передается одной парой зубьев.

Подставив в формулу (4) данные исследуемой передачи, получим $P_0 = 588,7 > \Delta_0 b = 250$, т. е. условие (4) не выполняется. В этом случае коэффициенты q нагрузки для характерных точек линии зацепления найдем по выражениям:

$$q_{B'} = q_{B''} = 0,4 + 0,6 \frac{\Delta_0 b}{P_0} = 0,655;$$

$$q_C = q_D = 0,6 + 0,4 \frac{\Delta_0 b}{P_0} = 0,770.$$

По полученным значениям q построим график изменения коэффициента нагрузки на зубья по линии зацепления (рис. 5). Он имеет три характерных участка. Наименьшая нагрузка приходится на зуб в начале и в конце за-

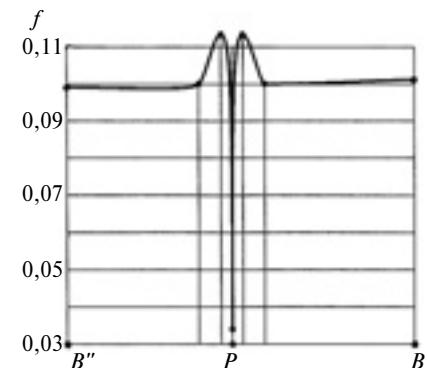


Рис. 3. График изменения коэффициента трения по линии зацепления

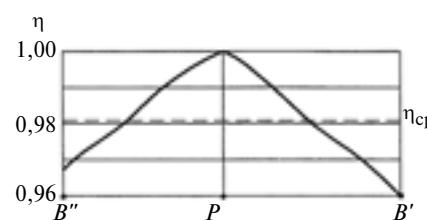


Рис. 4. График изменения мгновенного КПД каждой пары зубьев по линии зацепления

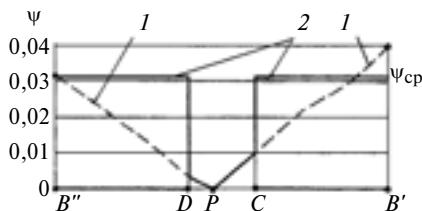


Рис. 6. Графики коэффициента потерь в зацеплении каждой отдельной пары зубьев (1) и итоговый с учетом двухпарности зацепления зубьев (2)

зцепления, а в центральной части она максимальна.

Далее построим график потерь мощности на трение скольжения в зацеплении каждой отдельно взятой пары зубьев по известной формуле $\psi = 1 - \eta$, где ψ — коэффициент потерь.

График 1 (рис. 6) потерь мощности в паре зубьев за время зацепления имеет две приближенно симметричные ветви. Наибольшие потери мощности происходят на входе и выходе зубьев из зацепления; в полюсе P потери равны нулю. Средний коэффициент потерь в паре зубьев $\psi_{cp} = 0,0189$.

И наконец, построим график коэффициента потерь мощности в зубчатой передаче с учетом двухпарности зацепления зубьев в соответствующих зонах линии зацепления. Для этого коэффициент ψ для каждой точки линии зацепления отдельной пары зубьев (см. рис. 6, кривая 1) умножим на соответствующий той же точке зацепления коэффициент q нагрузки (см. рис. 5). Отнести полученное значение коэффициента ψ именно к этой точке на

линии зацепления некорректно, поскольку в этот же момент времени в другой точке линии зацепления в контакте находится еще одна пара зубьев. Ранее были найдены средние значения коэффициента потерь для двух точек линии зацепления, находящихся друг от друга на расстоянии основного шага p_b : для точек B' и D ; 1 и 23; 2 и 24 и т. д., т. е. получили 16 средних значений коэффициента потерь для 16 фаз зацепления зубьев передачи. Эти значения различаются не более, чем на 8,8 %, что позволило считать корректным средний коэффициент потерь мощности для обеих зон двухпарного зацепления $\psi_{cp} = 0,0308$.

По полученным данным построен достаточно близкий к реальному график изменения коэффициента потерь мощности по линии зацепления с учетом одно- и двухпарности зацепления зубьев (см. рис. 6, линия 2), который в зоне DC однопарного зацепления совпадает с графиком коэффициента потерь мощности, а в зонах двухпарного зацепления соответствует условному среднему значению $\psi_{cp} = 0,0308$. Таким образом, очевидно, что и с учетом двухпарности зацепления потери мощности в крайних зонах двухпарного зацепления существенно выше, чем в центральной околополюсной зоне однопарного зацепления.

Выводы

1. Установлено, что мгновенный КПД зацепления эвольвент-

ных зубьев по линии зацепления практически не зависит от подтвержденного опытом изменения коэффициента трения между зубьями в процессе их зацепления, а зависит только от геометрии зубьев.

2. В околополюсной зоне мгновенный КПД зацепления имеет наибольшее значение, а на периферии — наименьшие.

3. При учете двухпарности зацепления зубьев коэффициент потерь мощности в зацеплении в зонах двухпарного зацепления выравнивается около среднего по зонам значения, оставаясь существенно большим, чем в околополюсной зоне.

4. Даже при постоянных по величине моментах движущих сил и сил сопротивления вращение эвольвентной передачи всегда неравномерно, что обусловлено переменным мгновенным КПД и изменяющимися по линии зацепления потерями мощности от сил трения между зубьями, приводящими также к вибрациям зубьев.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- Гавриленко В. А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. М.: Машиностроение, 1969. 432 с.
- Трубин Г. К. Контактная усталость материалов для зубчатых колес. М.: Машгиз, 1962. 404 с.
- Андожский В. Д. Расчет зубчатых передач. М.: Машгиз, 1955. 267 с.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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



В. С. УТКИН, Л. В. УТКИН, доктора технических наук (Волгоградский ГТУ, Санкт-Петербургский лесотехнический университет), e-mail: pgs@mh:vstu.edu.ru

Расчет надежности деталей машин с использованием усеченных интервальных функций распределения вероятностей

Представлен новый подход к расчету надежности деталей машин с использованием усеченной интервальной функции распределения случайной величины.

Ключевые слова: деталь, пружина, отказ, интервал надежности, прочность, безопасность.

A new approach to calculation of the machine parts reliability with use of a truncated interval of the distribution function of a random variable is presented.

Keywords: detail (part), spring, failure, the interval of reliability, strength, safety.

С 1 сентября 2010 г. введен в действие ГОСТ Р 27.004—2009 "Надежность в технике. Модели отказов", регламентирующий надежность любых технических изделий, для которых предусматривается обеспечение безопасности на всех этапах жизненного цикла. Уровень безопасности технических изделий определяется в большинстве случаев вероятностно-статистическим расчетом, для которого требуется полная статистическая информация о параметрах, входящих в математические модели предельных состояний, обеспечивающих работоспособное состояние изделия, а также данные структурной схемы (в понятиях теории надежности). Структурная схема состоит из отдельных независимых элементов, соединенных между собой тем или иным способом (последовательным, параллельным, смешанным). Критериями безопасности изделия чаще всего являются: безотказность, долговечность и сохраняемость параметров и свойств, а также их сочетания.

Под надежностью понимают свойство детали или системы (изделия) выполнять свои функции в течение заданного времени. Для определения надежности технического изделия в целом как механической системы необходимо иметь информацию о надежности всех ее элементов. В машиностроении — это все детали машин или даже их части. Условно к ним отнесены все критерии их работоспособности в виде расчетных моделей. Выбор метода расчета надежности отдельной детали машины как элемента системы зависит, прежде всего, от полноты статистической информации о параметрах расчетной модели. Поэтому на практике для расчетов надежности используют вероятностно-статистические методы [1—3], возможностные методы [4—6], методы с использованием неравенства Чебышева [7] и многие другие.

В данной статье предлагается новый подход к расчету надежности для деталей машин при непол-

ной информации о параметрах расчетных моделей, а именно при известных значениях средних и точных границ изменчивости параметров, зависящих от условий их работы и нормативных ограничений. Например, предохранительные элементы ограничивают наибольшее нагружающее воздействие на деталь (одностороннее ограничение).

Цилиндрическая винтовая пружина может работать на статическое сжатие с ограничением наименьшего напряжения τ_{\min} и одновременно на циклическое сжатие с ограничением максимального напряжения τ_{\max} , определяемого замыканием витков пружины, т. е. имеем двустороннее точное ограничение напряжений $\tilde{\tau}$ (знак " \sim " означает случайную величину) в поперечных сечениях витков пружины.

Среднее значение касательных напряжений τ_{cp} в пружине определяется измерениями, например, осадки λ_i пружины на этапе эксплуатации в течение некоторого времени работы пружины. Сред-

нее значение осадки $\lambda_{cp} = \bar{\lambda} = \sum_{i=1}^m \lambda_i / m$, где m —

число измерений. Согласно работе [8] от статической составляющей F_{ct} силы воздействия на пружи-

ну имеем: $\tau = k \frac{8F_{ct}D}{\pi d^3}$ и $\lambda = \frac{8F_{ct}D^3 n}{Gd^4}$, где D и d —

средний диаметр и диаметр витка пружины; n — число витков; G — модуль упругости материала пружины. Отсюда $\tau = k \frac{Gd\lambda}{\pi n D^2}$, т. е. по измерениям

параметра λ можно при других известных параметрах определить значения τ для принятого отрезка времени. На этапе проектирования можно принять: $\tau_{cp} = (\tau_{\min} + \tau_{\max})/2$, где $\tau_{\min} = k8F_{ct}D/\pi d^3$. При замыкании витков пружины имеем: $\tau_{\max} = kGd\lambda_{pr}/\pi n D^2$, где λ_{pr} — предельная осадка пружины; k — коэффициент, определяемый по значениям D/D и n [8].

Математическая модель предельного состояния пружины по критерию прочности при циклическом нагружении с учетом изменчивости параметров $\tilde{\tau}$ и $\tilde{\tau}_{pr}$ имеет вид: $\tilde{\tau} \leq \tilde{\tau}_{pr}$, где $\tilde{\tau}_{pr}$ — предельное напряжение для стали пружины по критерию прочности. Напряжения $\tilde{\tau}$ и $\tilde{\tau}_{pr}$ — случайные величины, не зависящие друг от друга. Рассмотрим

случай, когда информация о параметре $\tilde{\tau}$ ограничена его средним значением $\bar{\tau}$ и точными границами a и b изменений (при $b > a$).

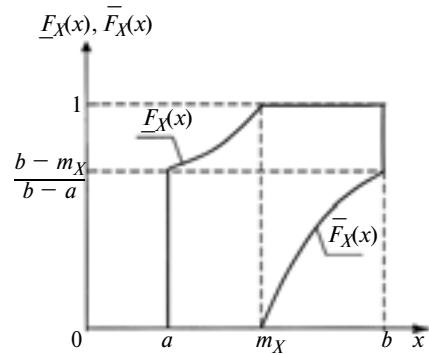
Для придания общности обозначим $\tilde{\tau}$ через X , его известное среднее значение m_X , точные границы изменчивости — a и b . Данная информация не позволяет определить точное распределение вероятностей $F_X(x)$, но дает возможность построить граничные функции распределения: нижнюю $\underline{F}_X(x)$ и верхнюю $\bar{F}_X(x)$, которые можно определить, используя теоремы продолжения В. П. Кузнецова [9], путем решения простых задач линейного программирования. В результате получены граничные функции распределения случайной величины X :

$$\begin{aligned} F_X(x) &= \left\{ \begin{array}{ll} 0 & \text{при } x < m_X; \\ \frac{x - m_X}{x - a} & \text{при } m_X \leq x \leq b; \\ 1 & \text{при } x \geq b; \end{array} \right. \\ \bar{F}_X(x) &= \left\{ \begin{array}{ll} 0 & \text{при } x < a; \\ \frac{b - m_X}{b - x} & \text{при } a \leq x < m_X; \\ 1 & \text{при } x > m_X. \end{array} \right. \end{aligned} \quad (1)$$

На рисунке показаны функции $\underline{F}_X(x)$ и $\bar{F}_X(x)$ со средним значением m_X и точными границами a и b . Соответствующие функции ρ_X и $\bar{\rho}_X$ плотностей граничных функций распределения находим как производные от функций $\underline{F}_X(x)$ и $\bar{F}_X(x)$ по аргументу x :

$$\begin{aligned} \rho_X(x) &= \left\{ \begin{array}{ll} 0 & \text{при } x < m_X; \\ \frac{m_X - a}{(a - x)^2} & \text{при } m_X \leq x < b; \\ \frac{m_X - x}{b - a} \delta(x - b) & \text{при } x = b; \\ 0 & \text{при } x > b; \end{array} \right. \\ \bar{\rho}_X(x) &= \left\{ \begin{array}{ll} 0 & \text{при } x < a; \\ \frac{b - m_X}{b - a} \delta(x - a) & \text{при } x = a; \\ \frac{b - m_X}{(b - x)^2} & \text{при } a \leq x \leq m_X; \\ 0 & \text{при } x < m_X, \end{array} \right. \end{aligned} \quad (2)$$

где $\delta(x - b)$ и $\delta(x - a)$ — функции Дирака или импульсные функции, сконцентрированные в точках $x = b$ и $x = a$.



Функции $\underline{F}_X(x)$ и $\bar{F}_X(x)$

Абсцисса точки пересечения кривой $\underline{F}_X(x) = (x - m_X)/(x - b)$ и прямой $\underline{F}_X(x) = 0$ (см. рисунок) определяется из уравнения вида $(x - m_X)/(x - b) = 0$. Отсюда $x = m_X$. Ордината точки пересечения кривой $\bar{F}_X(x) = \frac{b - m_X}{b - x}$ и прямой $x = a$ равна $\frac{b - m_X}{b - a}$.

При расчете надежности пружины случайную величину $\tilde{\tau}$ будем характеризовать усеченной интервальной функцией распределения вероятностей, описанной выше для X формулами (1) и (2).

Значения τ_{\min} и τ_{\max} для пружины на этапе эксплуатации находим по результатам измерений ее осадок λ . Значение λ_{\max} определяется через предельное значение $\lambda_{\text{пр}}$ осадки пружины и по ее геометрическим характеристикам. Величины k , n , D , d , G ввиду малой их изменчивости в одной пружине примем детерминированными (неслучайными).

Случайная величина $\tilde{\tau}_{\text{пр}}$ характеризует предельную прочность материала пружины и определяется на этапе проектирования по результатам испытаний материала пружины или нормативным документам, а на этапе эксплуатации — по результатам неразрушающих испытаний, например по твердости стали, определяемой методом царапания [10].

Значения $\tilde{\tau}_{\text{пр}}$ зависят от вида циклического нагружения (от средней и максимальной нагрузок), а также от характера нагружения (многоцикловое или малоцикловое). Согласно работе [11] для сталей разных марок предельные значения нормальных и касательных напряжений как случайных величин определяют по нормальному распределению. Примем для $\tilde{\tau}_{\text{пр}}$ нормальное (гауссовское) распределение с функцией плотности вероятности

$$f(\tau_{\text{пр}}) = \frac{1}{\sqrt{2\pi S^2}} e^{-\frac{(\tau_{\text{пр}} - m)^2}{2S^2}}, \quad \text{где } m \text{ — математическое}$$

ожидание для $\tilde{\tau}_{\text{пр}}$ (в расчетах надежности пружины принимают $m \approx \tau_{\text{пр}} = \bar{\tau}$); S — среднеквадратическое отклонение для $\tilde{\tau}_{\text{пр}}$.

Математическую модель предельного состояния пружины по критерию прочности запишем в виде $\tilde{\tau} < \tilde{\tau}_{\text{пр}}$ для условия безотказной работы или $\tilde{\tau} > \tilde{\tau}_{\text{пр}}$ для условия отказа.

Согласно классической теории надежности для независимых случайных величин X_1 и X_2 вероятность Q отказа определяется по формуле $Q = \iint_v f_1(x_1)f_2(x_2)dx_1dx_2$, а вероятность безотказной работы $P = \iint_S f_1(x_1)f_2(x_2)dx_1dx_2$, где v — область отказа, S — область безотказной работы; $f_1(x_1)$ и $f_2(x_2)$ — функции плотностей распределения вероятностей для X_1 и X_2 .

Для случайных величин $\tilde{\tau}$ и $\tilde{\tau}_{\text{пр}}$ с учетом выбранных для них описаний на основании выражений (1) и (2) получим два значения вероятности P : нижнее \underline{P} и верхнее \bar{P} , т. е. $\bar{P} > \underline{P}$.

Для придания решению общности и сокращения обозначений примем: $\tilde{\tau} = X$, $\tilde{\tau}_{\text{пр}} = Y$, где X описывается усеченной интервальной функцией (1) распределения вероятностей, а Y — нормальным (гауссовским) распределением с параметрами m_Y и S_Y .

Тогда $\underline{P} = \iint_S f_Y(y) \underline{\rho}_X(x) dy dx$ и $\bar{P} = \iint_S f_Y(y) \bar{\rho}_X(x) dy dx$,

где при определении \underline{P} взяли $\underline{\rho}_X(x)$, так как с ростом X область безотказной работы убывает, а при определении \bar{P} все происходит наоборот.

В развернутом виде и с заменой вторых интегралов функциями $F_Y(x)$ и $\bar{F}_Y(x)$ (при обозначении аргументов $y = x$, как рекомендуется в работе [1]) получим:

$$\left. \begin{aligned} \bar{P} &= \int_0^{\infty} f_Y(x) \bar{F}_X(x) dx = \int_{a_X}^{m_X} f_Y(x) \left(\frac{b_X - m_X}{b_X - x} \right) dx + \\ &+ \int_{m_X}^{\infty} f_Y(x) dx; \\ P &= \int_{m_Y}^{\infty} f_Y(x) \bar{F}_X(x) dx = \int_{m_X}^{b_X} f_Y(x) \left(\frac{x - m_X}{x - a_X} \right) dx + \\ &+ \int_{b_X}^{\infty} f_Y(x) dx. \end{aligned} \right\} (3)$$

Надежность пружины характеризуется интервалом $[\underline{P}, \bar{P}]$.

Пример. Для пружины известны значения $m = 220$ МПа, $S = 20$ МПа и нормальное распределение для Y . Для X известны: $m_X = 160$ МПа, $a_X = 160$ МПа, $b_X = 220$ МПа.

Используя формулу (3), с помощью компьютерных программ найдем:

$$\begin{aligned} \underline{P} &= \int_{160}^{220} \left(\frac{1}{20\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(x-220)^2}{2 \cdot 20^2}\right) \right) \frac{x-160}{x-100} dx + \\ &+ \int_{220}^{\infty} \left(\frac{1}{20\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(x-220)^2}{2 \cdot 20^2}\right) \right) dx = 0,70719; \\ \bar{P} &= \int_{100}^{100} \left(\frac{1}{20\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(x-220)^2}{2 \cdot 20^2}\right) \right) \frac{220-160}{220-x} dx + \\ &+ \int_{160}^{\infty} \left(\frac{1}{20\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(x-220)^2}{2 \cdot 20^2}\right) \right) dx = 0,99989. \end{aligned}$$

Таким образом, надежность пружины по критерию прочности характеризуется интервалом $[0,70719; 0,99989]$.

Предложенный метод расчета надежности пружины с использованием усеченной интервальной функции распределения вероятностей можно применять для расчетов надежности и других деталей машин.

Усеченную интервальную функцию распределения вероятностей можно использовать в комбинации с другими известными функциями распределения, например с вероятностно-статистическими распределениями, возможными распределениями и др., в зависимости от описания случайных величин.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- Ржаницын А. Р. Теория расчета строительных конструкций на надежность. М.: Стройиздат, 1978. 239 с.
- Решетов Д. Н., Иванов А. С., Фадеев В. З. Надежность машин / Под ред. Д. Н. Решетова. М.: Высшая школа, 1988. 238 с.
- Шпете Г. Надежность несущих строительных конструкций: Пер. с нем. М.: Стройиздат, 1994. 288 с.
- Уткин В. С. Определение надежности консольного вала конической зубчатой передачи при ограниченной статистической информации о базовых параметрах // Вестник машиностроения. 2009. № 6. С. 14, 15.
- Уткин В. С. Расчет надежности вала индивидуальной ременной передачи при ограниченной статистической информации о базовых параметрах // Вестник машиностроения. 2010. № 3. С. 14–16.
- Уткин В. С. Расчет надежности коленчатого вала по критерию сопротивления усталости при ограниченной статистической информации // Вестник машиностроения. 2010. № 8. С. 21–25.
- Уткин В. С. Расчет надежности вала по прочности при ограниченной информации с использованием распределений на основе неравенства Чебышева // Вестник машиностроения. 2011. № 2. С. 37–40.
- Иосилевич Г. Б. Детали машин. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.
- Кузнецов В. П. Интервальные статистические модели. М.: Радио и связь, 1991. 544 с.
- Пат. 2308018 Рос. Федерация. Устройство определения твердости методом царапания.
- Серенсен С. В., Кочаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность / Под ред. С. В. Серенсена. М.: Машиностроение, 1988. 488 с.

Расчет и применение резьбовых соединений с самостопорящимися гайками

Предложен уточненный расчет прочности затянутых резьбовых соединений с самостопорящимися гайками, обоснованы условия их применения.

Ключевые слова: самостопорящаяся гайка, болт, стопорящий момент, затягивание, откручивание, эквивалентное напряжение.

An updated calculation of strength of tightened threaded joints with self-locking nuts is proposed, and the conditions of their application are grounded.

Keywords: self-locking nut, bolt, fixing torque, tightening, unscrewing, equivalent stress.

Многообразие видов нагружения и условий эксплуатации затянутых резьбовых соединений в машинах и механизмах обусловило необходимость в различных устройствах, препятствующих самоотвинчиванию гаек.

Стопорные шайбы с запирающими элементами, загибаемыми при сборке, обеспечивают только ступенчатое регулирование силы затяжки резьбовых соединений. К тому же вторичное использование стопорной шайбы, запирающий элемент которой надо отгибать при разборке соединения, как правило, запрещается.

Стопорение дополнительным трением дает возможность при сборке резьбового соединения зафиксировать гайку в любом угловом положении. Следовательно, основным достоинством стопорения таким способом является возможность бесступенчатой затяжки резьбовых соединений. Широкое применение получили пружинные шайбы, которые обеспечивают сцепление между гайкой и соединяемой деталью благодаря врезанию острых срезов шайбы в торец гайки и опорную плоскость детали. Недостатком пружинных шайб является некоторая несоосность силы, растягивающей болт. Этого недостатка нет у осесимметричных шайб с внутренними и наружными зубьями.

Наиболее известный способ стопорения резьбовых соединений — контргайка [1]. При затягивании основной гайки витки ее резьбы нагружены со стороны конца болта. В результате установки и достаточной силы затяжки контргайки витки резьбы основной гайки нагружены со стороны головки болта. Так как момент затяжки контргайки больше момента затяжки основной гайки, в резьбовом соединении обеспечивается дополнительное трение. Кроме того, взаимная затяжка гаек обуславливает сохранение сил трения в резьбовом соединении при разгрузке болта от осевой силы.

Итак, существующие способы сборки резьбовых соединений предусматривают наличие многочисленных стопорных деталей широкого ассортимента. Изменить это можно применением самостопорящихся гаек. Силовое замыкание на резьбу в таких гайках происходит во время затягивания в отличие от соединений с контргайками, в которых силовое замыкание осуществляется по окончании затягивания [2].

Самостопорящиеся стальные гайки предназначены для предохранения резьбовых соединений от самоотвинчивания под действием дополнительных сил трения, возникающих между деформированным участком резьбы цельнометаллической гайки или неметаллической вставкой в гайку и резьбовым участком стержневой детали (болта, винта, шпильки). Крутящие моменты, необходимые для вращения при накручивании самостопорящейся гайки на болт до начала затяжки и последующего откручивания гайки после снятия усилия затяжки, называются стопорящими моментами [3].

В таблице приведены значения стопорящего момента T_F первого закручивания гайки для рекомендуемых диаметров резьб с крупным и мелким шагами.

Самостопорение гаек характеризуется уменьшением в определенных пределах стопорящих моментов при каждом последующем откручивании и закручивании.

Крутящий момент в резьбе от затяжки болта с осевой силой $F_{\text{зат}}$:

$$T_p = 0,5F_{\text{зат}}d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1), \quad (1)$$

где $d_2 = d - 0,65P$ — средний диаметр резьбы с наружным диаметром d и шагом P ; $\psi = \operatorname{arctg}(P/(\pi d_2))$ —

| Диаметр резьбы, мм | Стопорящий момент T_F , Н · м, первого закручивания для гайки класса прочности | | |
|--------------------|--|------|--------|
| | 5, 6, 8 | 9 | 10, 12 |
| 3 | 0,43 | 0,43 | 0,6 |
| 4 | 0,9 | 0,9 | 1,2 |
| 5 | 1,6 | 1,6 | 2,1 |
| 6 | 3 | 3 | 4 |
| 8 | 6 | 6 | 8 |
| 10 | 10,5 | 10,5 | 14 |
| 12 | 15,5 | 15,5 | 21 |
| 16 | 32 | 32 | 42 |
| 20 | 54 | — | 72 |
| 24 | 80 | — | 106 |
| 30 | 108 | — | 140 |
| 36 | 136 | — | 180 |
| 39 | 150 | — | 200 |

угол подъема винтовой линии резьбы; $\phi_1 = \arctg f_1$ — приведенный угол трения (здесь f_1 — приведенный коэффициент трения).

Для однозаходной треугольной метрической резьбы без покрытия (а также при использовании гаек типа *NF* с нормальным трением, которые имеют цинковое покрытие с хроматированием или фосфатированием) принимают [1] приведенный коэффициент трения $f_1 = 0,15$ и, следовательно, $\phi_1 = 8,531^\circ$.

Эквивалентное номинальное напряжение в болте, нагруженном при затягивании осевой силой $F_{\text{зат}}$ и крутящим моментом $T_{\text{зат}} = T_p + T_F$, в соответствии с энергетической теорией прочности составляет:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2} = \\ = \sqrt{[F_{\text{зат}}/(\pi d_p^2/4)]^2 + 3[(T_p + T_F)/(\pi d_p^3/16)]^2}, \quad (2)$$

где $d_p = d - 0,938P$ — расчетный диаметр резьбового стержня.

После подстановки в выражение (2) формулы (1), вынесения за скобки общего сомножителя и извлечения его корня $\sigma_p = F_{\text{зат}}/(\pi d_p^2/4)$, получим расчетную формулу для эквивалентного напряжения в болте при затягивании самостопорящейся гайки:

$$\sigma_{\text{экв}} = \\ = \sigma_p \sqrt{1 + 12[(d_2/d_p)\operatorname{tg}(\psi + \phi_1) + 8T_F/(\pi d_p^3 \sigma_p)]^2}. \quad (3)$$

УДК 621.825:621.318

А. Я. КРАСИЛЬНИКОВ, д-р техн. наук (УрФУ им. Б. Н. Ельцина, г. Екатеринбург),
А. А. КРАСИЛЬНИКОВ (ОАО "СвердНИИХиммаш", г. Екатеринбург)

Влияние марки высококоэрцитивного постоянного магнита на характеристики торцевой магнитной муфты

Рассмотрено влияние марки высококоэрцитивного постоянного магнита на основные показатели торцевой магнитной муфты при сохранении ее крутящего момента и неизменяемых размерах.

Ключевые слова: магнитная муфта, марки магнитов, крутящий момент, герметичное оборудование.

The effect of high-coercive permanent magnet grade on basic parameters of end magnetic clutch, at retaining its torque and unchanged dimensions is considered.

Keywords: magnetic clutch, magnets grade, torque, airproof equipment.

В состав герметичного оборудования, работающего в атомной, химической и других отраслях промышленности, входит торцевая магнитная муфта с высококоэрцитивными постоянными магнита-

ми. Приняв при расчете $f_1 = 0,15$ и $T_F = 0$ при затягивании болтов всех размеров в соединении с обычными гайками, наибольшее эквивалентное напряжение от растяжения и кручения $\sigma_{\text{экв}} = 1,28\sigma_p$ получим в болте с резьбой M4 с самым большим углом подъема винтовой линии. Поэтому в приближенном расчете [1] эквивалентное напряжение в болтах, нагруженных осевой силой и крутящим моментом затяжки обычных гаек, ограничивается величиной $\sigma_{\text{экв}} = 1,3\sigma_p$.

В болтах, затянутых в соединении с самостопорящимися гайками, эквивалентное напряжение значительно больше $1,3\sigma_p$. Поэтому самостопорящиеся гайки востребованы прежде всего в резьбовых соединениях, нагруженных силами и моментами сил в плоскостистыка соединяемых деталей.

Более высокие крутящие моменты затяжки и последующего откручивания самостопорящихся гаек легко обеспечить с помощью электрических и пневматических гайковертов ударно-импульсного действия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Решетов Д. Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
2. Иосилевич Г. Б., Шарловский Ю. В. Затяжка и стопорение резьбовых соединений. М.: Машиностроение, 1971. 183 с.
3. ГОСТ Р ИСО 2320—2009. Гайки стальные самостопорящиеся. Механические и эксплуатационные свойства. М.: Стандартинформ, 2010. 23 с.

ми (оксидно-бариевые или из сплавов редкоземельных элементов самарий—кобальт (Sm—Co) и неодим—железо—бор (Nd—Fe—B)). Герметичное оборудование и торцевые магнитные муфты выпускаются специализированными предприятиями. По требованию заказчика в одной и той же магнитной муфте часто применяют магниты разных марок при сохранении основного показателя — крутящего момента муфты. Рассмотрим влияние разных марок магнитов на основные показатели торцевой магнитной муфты — угол рассогласования полумуфт, потери мощности в токопроводящем экране, превышение температуры экрана над температурой окружающей среды, расход охлаждающей жидкости при водяном охлаждении экрана и силы притяжения полумуфт.

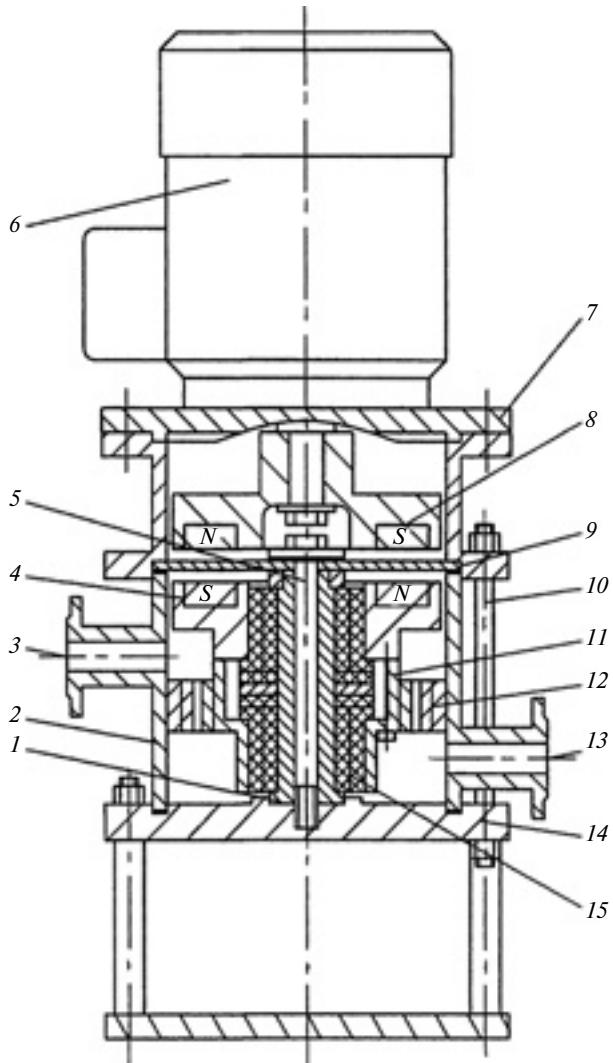


Рис. 1. Конструктивная схема насоса ЛГ-1/20

В качестве примера рассмотрим герметичный лабиринтно-винтовой насос ЛГ-1/20 (напор — 20 м, объемная подача — 1 м³/ч) [1], выпускаемый ОАО "СвердНИИХиммаш" (г. Екатеринбург) для радиохимических производств.

Конструктивная схема насоса приведена на рис. 1. В корпусе 2 на оси 1 в подшипниках скольжения 15 установлена ведомая торцевая магнитная полумуфта 4 в сборе с втулкой-винтом 11. Ось 1 закреплена между фланцем 14 и экраном 9 с помощью болта 5. Втулка-гайка 12 неподвижно установлена в корпусе 2 и крепится к фланцу 14 с помощью шпилек. На стойке 7 смонтирован электродвигатель 6 с закрепленной на его валу ведущей торцевой магнитной полумуфтой 8. Стойка 7, корпус 2 и фланец 14 стянуты шпильками 10. Материал уплотнительных прокладок — фторопласт 4. Корпус 2 насоса имеет всасывающий 13 и напорный 3 патрубки.

Насос работает следующим образом. Электродвигатель через торцевую магнитную муфту вращает втулку-винт. Жидкость, поступающая из всасы-

вающего трубопровода, перемещается винтовыми нарезками (канавками) втулки-винта вдоль рабочего зазора и выталкивается в напорный трубопровод.

Крутящий момент магнитной муфты (рис. 2) с оксидно-барийевыми магнитами (25БА150) $M_{\max} = 5,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$ при воздушном рабочем зазоре между полумуфтами $\delta_p = 5 \text{ мм}$ (число полюсов $N = 10$, наружный диаметр полумуфты по магнитам $D = 130 \text{ мм}$, внутренний — $D/2 = 65 \text{ мм}$, воздушный зазор между полумуфтами по магнитам $\delta = 7 \text{ мм}$).

В качестве электродвигателя использовали асинхронный двигатель 4A71Ф2У3 (или АИР71А2У3), основные технические данные которого: синхронная частота вращения $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ (50 с^{-1}); номинальное скольжение $S_{\text{ном}} = 6 \%$; номинальная частота вращения электродвигателя $n_{\text{ном}} = n(1 - S_{\text{ном}}) = 50(1 - 0,06) = 47 \text{ с}^{-1}$; момент инерции ротора электродвигателя $I_{\text{д.р}} = 0,00097 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; номинальная мощность $P_{2\text{ном}} = 750 \text{ Вт}$; номинальный момент электродвигателя $M_{\text{ном}} = 0,159 P_{2\text{ном}} / n_{\text{ном}} = 0,159 \cdot 750 / 47 = 2,54 \text{ Н} \cdot \text{м}$; отношение максимального момента электродвигателя к номинальному моменту $m_K = M_{\text{эд. max}} / M_{\text{ном}} = 2,2$; максимальный момент электродвигателя $M_{\text{эд. max}} = m_K M_{\text{ном}} = 2,2 \cdot 2,54 = 5,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Температура перекачиваемых растворов — от 10 до 120 °C (возможно использование насоса до 200 °C, но при замене уплотнительных прокладок из фторопласта 4 на материал, стойкий при 200 °C). Выбор марки постоянных магнитов зависит от температуры перекачиваемой среды. Оксидно-барийевые магниты (25БА150) имеют температуру термостабилизации 300 °C, превышение которой приводит к полной потере магнитных свойств магнитов [1]. Магниты из сплава Nd—Fe—D (Ч36Р) имеют температуру термостабилизации 120 °C, магниты из сплавов Sm—Co (КС-37) и Sm—Co (КС-25ДЦ) соответственно 160 и 200 °C.

С повышением температуры перекачиваемых растворов намагниченность постоянных магнитов падает и, соответственно, уменьшается крутящий момент муфты. При рабочей температуре крутящий момент муфты определяется по выражению

$$M_t = M_{\max} = \frac{(1 - \alpha t_p)^2}{(1 - \alpha t_h)}, \quad (1)$$

где M_{\max} — крутящий момент при нормальной температуре, Н · м; t_p , $t_h = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ — рабочая и нормальная температуры; α — температурный коэффициент намагниченности (магнитная индукция), 1/°C.

Для магнитных муфт с магнитами 25БА150 $\alpha = 0,002 \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$, с магнитами Ч36Р — $\alpha = 0,0008 \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ (класс магнита B), с магнитами КС-37 — $\alpha = 0,0005 \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$, с магнитами КС-25ДЦ — $\alpha = 0,0004 \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$.

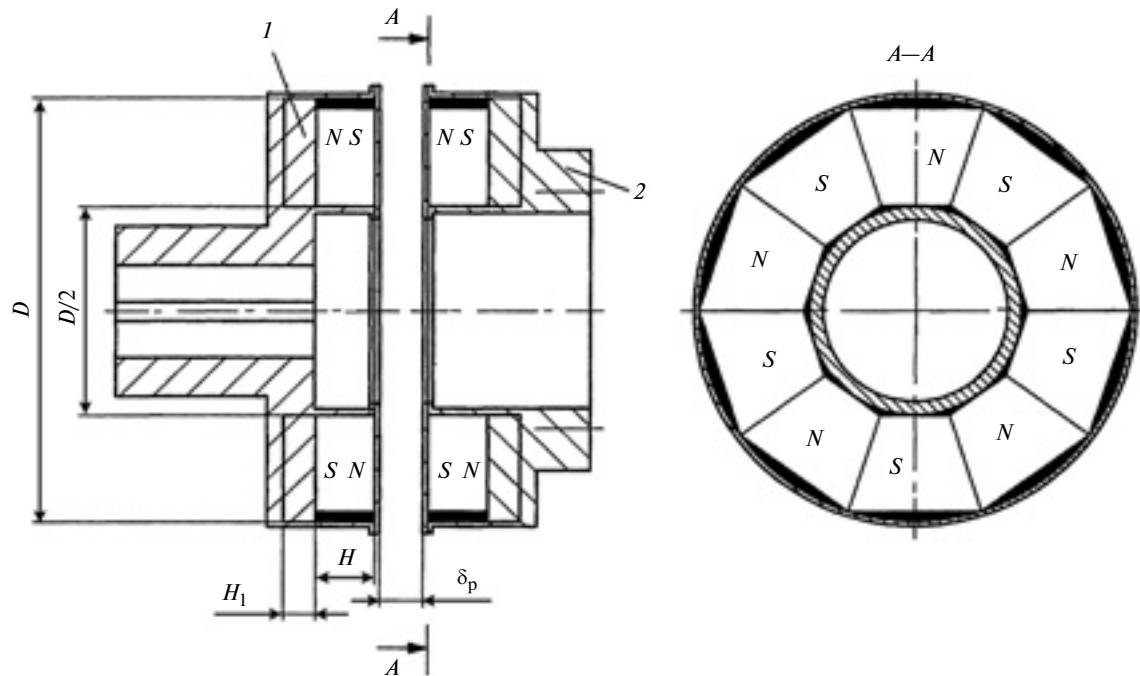


Рис. 2. Конструктивная схема муфты с оксидно-бариевыми магнитами:
1 и 2 — ведущая и ведомая полумуфты; H и H_1 — толщины магнита и магнитопровода

В табл. 1 приведены отношения моментов M_t/M_{\max} в зависимости от температуры.

При повышении температуры перекачиваемых растворов следует применять магниты из сплавов редкоземельных элементов вместо оксидно-бариевых, крутящий момент которых при температуре выше 80 °C значительно снижается.

Муфта с магнитами 25БА150 в насосе ЛГ-1/20 передает момент $M_{\max} = 5,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$ при $t_H = 20^\circ\text{C}$, толщине магнита $H = 0,016 \text{ м}$, остаточной магнитной индукции $B_r = 0,38 \text{ Тл}$ (остаточная намагниченность принята $J = 235 \text{ кА/м}$), зазоре $\delta = 0,007 \text{ м}$, $D = 0,13 \text{ м}$, $D/2 = 0,065 \text{ м}$ и $N = 10$.

Муфта с магнитами Ч36Р (рис. 3, а) передает момент $M_{\max} = 5,22 \text{ Н}\cdot\text{м}$ при активной длине магнита $B = 0,031 \text{ м}$ (размеры магнита: ширина (A) \times длина (B) \times толщина (H) = $20 \times 31 \times 8 \text{ мм}$ [2]), $B_r = 1,15 \text{ Тл}$ ($J = 915 \text{ кА/м}$) и $N = 2$. Зазор δ и диаметры D и $D/2$ такие же, как и у муфты с магнитами 25БА150. Это относится и к муфтам с магнитами из сплава Sm—Co (КС-37 и КС-25ДЦ).

Муфта с магнитами КС-25ДЦ (рис. 3, б) передает момент $M_{\max} = 5,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$ при $B = 0,031 \text{ м}$

(размеры магнита $13,8 \times 31 \times 8 \text{ мм}$), $B_r = 1,07 \text{ Тл}$ ($J = 850 \text{ кА/м}$), $N = 4$.

Муфта с магнитами КС-37 (рис. 3, б) передает момент $M_{\max} = 5,19 \text{ Н}\cdot\text{м}$ при $B = 0,031 \text{ м}$ (размеры магнита $17,2 \times 31 \times 8 \text{ мм}$), $B_r = 0,9 \text{ Тл}$ ($J = 716 \text{ кА/м}$), $N = 4$.

Размеры полумуфт (см. рис. 2) во всех четырех вариантах муфты остаются постоянными. При замене магнитов 25БА150 на Ч36Р, КС-25ДЦ или КС-37 изменяется только толщина H_1 магнитопровода, которая увеличивается на 8 мм, а пустоты между магнитами заполняются kleem.

Крутящий момент на рабочем колесе насоса (для всех вариантов) не должен превышать номинальный момент электродвигателя (в случае превышения возможна перегрузка электродвигателя), поэтому принимаем $M_H = M_{\text{ном}}$.

Суммарный момент инерции ведущих частей насоса:

$$I_1 = I_{\text{д.р}} + I_{\text{нар.п}}, \quad (2)$$

где $I_{\text{д.р}}$ и $I_{\text{нар.п}}$ — моменты инерции соответственно ротора электродвигателя и наружной (ведущей) полумуфты, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

Суммарный момент инерции ведомых частей насоса:

$$I_2 = I_{\text{вн.п}} + I_{\text{р.к}} + I_{\text{п}}, \quad (3)$$

где $I_{\text{вн.п}}$, $I_{\text{р.к}}$ и $I_{\text{п}}$ — моменты инерции внутренней (ведомой) полумуфты, рабочего колеса (втулка—винт) насоса и наружных колец подшипников скольжения насоса, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

Таблица 1

| Марка магнита | Отношение M_t/M_{\max} при температуре, °C | | | | | | | | |
|---------------|--|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 60 | 80 | 100 | 120 | 140 | 150 | 160 | 180 | 200 |
| 25БА150 | 0,84 | 0,77 | 0,69 | 0,63 | 0,56 | 0,53 | 0,50 | 0,44 | 0,39 |
| Ч36Р | 0,93 | 0,90 | 0,87 | 0,84 | — | — | — | — | — |
| КС-37 | 0,97 | 0,95 | 0,93 | 0,91 | 0,89 | 0,88 | 0,87 | — | — |
| КС-25ДЦ | 0,98 | 0,96 | 0,95 | 0,93 | 0,92 | 0,91 | 0,90 | 0,89 | 0,87 |

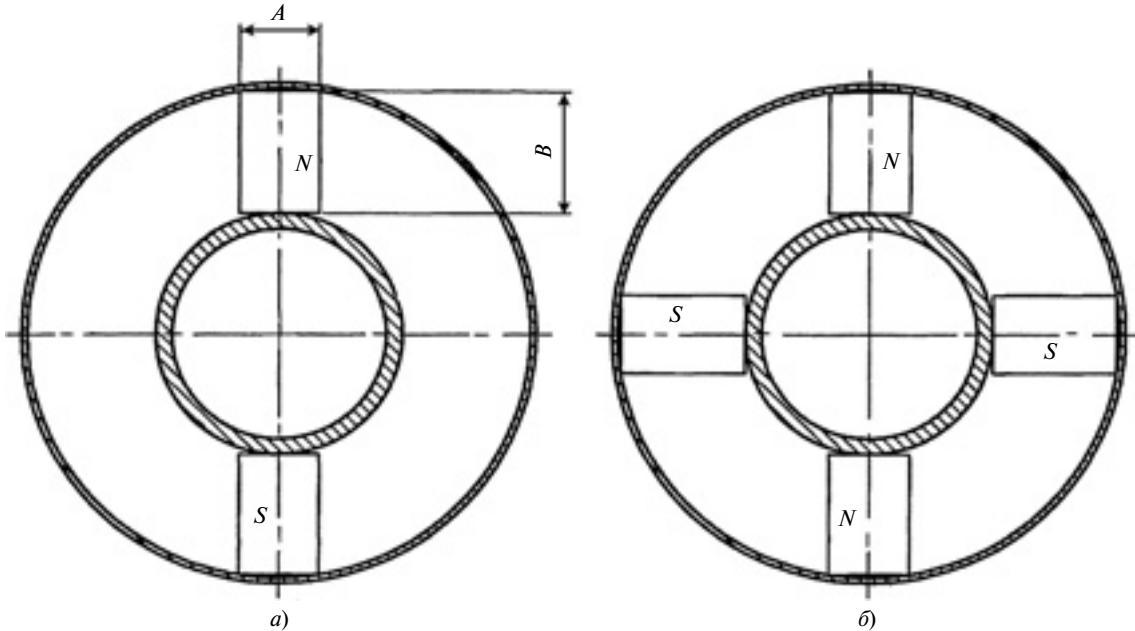


Рис. 3. Варианты расположения в полумуфте магнитов из сплавов Nd—Fe—В (Ч36Р) (а) и Sm—Co (КС-25ДЦ, КС-37) (б)

Максимальный угол рассогласования полумуфта:

$$\Delta\alpha = \frac{0,85}{(I_1/I_2)^{0,6}(M_{\max}/M_{\text{эд},\max})^{1,2}} + \\ + 0,125 \frac{M_{\vartheta}}{M_{\text{ном}}} + 0,27 \frac{M_{\text{H}}}{M_{\text{ном}} L}, \quad (4)$$

где $L = M_{\max}/M_{\text{ном}}$; M_{ϑ} — тормозной момент экрана, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

Потери мощности (Вт) в токопроводящем экране из стали 12Х18Н10Т (экран в виде диска) с толщиной стенки (диска) экрана $\delta_{\vartheta} = 0,001$ м и удельным электрическим сопротивлением материала экрана $\rho = 80 \cdot 10^{-8}$ Ом · м рассчитывали по формуле

$$P_{\vartheta} = 3,3 \frac{B_{\text{д}}^2 D_{\vartheta}^4 n^2 \delta_{\vartheta}}{\rho}, \quad (5)$$

где D_{ϑ} — наружный диаметр экрана, м ($D = 0,13$ м для всех вариантов); $B_{\text{д}}$ — действующая магнитная индукция в зазоре между полумуфтами;

$$B_{\text{д}} = \beta_{\text{д}} K B_r, \quad (6)$$

$\beta_{\text{д}}$ — безразмерный коэффициент индукции в зазоре; $K = 0,95$ — безразмерный коэффициент, учитывающий уменьшение намагниченности магнита в муфте, принимаем $K = 0,95$.

Тормозной момент экрана рассчитывали по формуле

$$M_{\vartheta} = 0,159 \frac{P_{\vartheta}}{n}. \quad (7)$$

Коэффициент теплоотдачи ($\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$) с поверхности экрана при естественном воздушном охлаждении:

$$K_{\text{T}} = 14 + 0,005 \frac{P_{\vartheta}}{\pi D^2}. \quad (8)$$

Превышение температуры экрана над температурой окружающей среды

$$\Delta Q = \frac{2 P_{\vartheta}}{\pi D^2 K_{\text{T}}}. \quad (9)$$

Расход охлаждающей жидкости при водяном охлаждении экрана:

$$Q_{\text{ж}} = \frac{P_{\vartheta} 10^{-3}}{\Delta Q_1 c}, \quad (10)$$

где $\Delta Q_1 = 20$ $^\circ\text{C}$ — допустимая разность температур экрана и охлаждающей жидкости; $c = 4,19 \times 10^3$ $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$.

Сила притяжения (Н) полумуфт с магнитами 25БА150 вдоль оси вращения [3]:

$$F = 0,28 \mu_0 J^2 \left(\sqrt{4 + \left(\frac{8\delta}{D} \right)^2} - \frac{8\delta}{D} \right) S_{\text{M1}} e^{-3,3v}, \quad (11)$$

где $v = \delta/\tau$; μ_0 — магнитная постоянная, равная $4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м; J — намагниченность магнита (для магнита 25БА150 $J = 235$ кА/м [3]); $S_{\text{M1}} = 0,00854 \text{ м}^2$) — площадь магнитов торцевой полумуфты; $\tau = 3\pi D/4N = 0,0306$ м — ширина полюса торцевой полумуфты.

Силу F притяжения полумуфт с магнитами из сплавов Nd—Fe—В (Ч36Р), Sm—Co (КС-25ДЦ) и

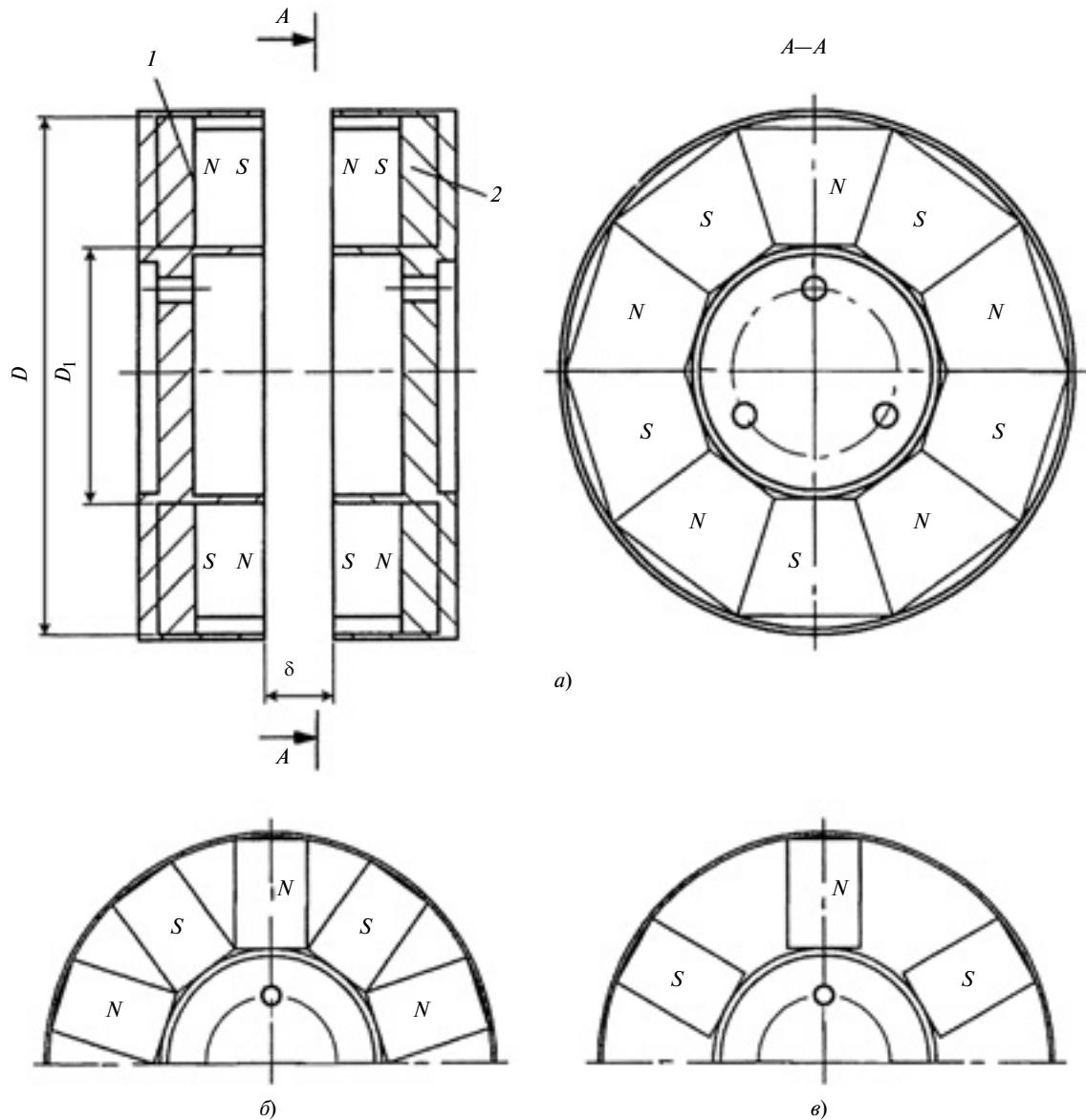


Рис. 4. Конструктивные схемы:

а — стандартной муфты с плотной укладкой оксидно-бариевых магнитов; *б* и *в* — полумуфты соответственно с плотной и неплотной укладкой магнитов из сплавов редкоземельных элементов в магнитах одинаковых размеров

Sm—Co (KC-37) рассчитывали по формуле (11) работы [4].

Результаты расчетов для четырех марок магнитов по формулам (2)÷(11) приведены в табл. 2.

Потери мощности P_3 в экране в герметичных машинах и аппаратах рассчитываются на стадии разработки конструкторской документации с целью определения превышения температуры экрана над температурой окружающей среды.

Потери P_3 и нагрев экрана для торцевых муфт с высококоэрцитивными постоянными оксидно-бариевыми магнитами (16БА190, 25БА150) и магнитами из сплавов редкоземельных элементов (Nd—Fe—B — Ч36Р и Sm—Co — KC-37, KC-25ДЦ) с плотной укладкой магнитов (рис. 2 и рис. 4, *б*) рассчитывали в следующей последовательности [3, 5]:

1. Расчет проводили только для экранов, изготовленных из немагнитных электропроводящих материалов с большим удельным электрическим сопротивлением.

2. Определяли относительное полюсное деление торцевой муфты:

$$\tau_0 = \pi \left(\frac{D + D_1}{2} \right) / N\delta. \quad (12)$$

3. По относительному полюсному делению τ_0 выбирали коэффициент β_d в зазоре муфты из приведенных значений:

| | | | | | | | |
|---------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| τ_0 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 10 |
| β_d | 0,42 | 0,52 | 0,61 | 0,66 | 0,70 | 0,76 | 0,80 |

При промежуточных значениях τ_0 коэффициент β_d определяли интерполяцией.

4. Определяли действующую индукцию β_d в зазоре по выражению (6) в соответствии с остаточной индукцией B_r материала постоянного магнита:

| | | | | | |
|--------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| Марка магнита . | 16БА190 | 25БА150 | КС-37 | КС-25ДЦ | Ч36Р |
| B_r | 0,30÷0,35 | 0,35÷0,40 | 0,77÷0,90 | 0,82÷1,07 | 0,60÷1,22 |

5. Определяли потери мощности P_\emptyset в токопроводящем экране по формуле (5).

6. Определяли коэффициент K_t теплоотдачи с поверхности экрана при естественном воздушном охлаждении по выражению (8).

7. Определяли превышение ΔQ температуры экрана над температурой окружающей среды по формуле (9). Если $\Delta Q > 80$ °C, следует предусмотреть принудительное воздушное или водяное охлаждение экрана.

8. Определяли необходимый расход Q_x охлаждающей жидкости при водяном охлаждении экрана по выражению (10).

9. Определяли тормозной момент M_\emptyset экрана по формуле (7).

10. С повышением температуры намагниченность постоянных магнитов падает, соответственно уменьшается крутящий момент муфты, который

определяется при рабочей температуре по выражению (1).

На практике в герметичных машинах или аппаратах часто применяют торцевые магнитные муфты с меньшим числом постоянных магнитов в полуомуфтах, чем можно установить, т. е. крутящий момент такой муфты должен быть значительно меньше, чем при плотной укладке магнитов (рис. 4, в). Это происходит при замене высококоэрцитивных оксидно-бариевых постоянных магнитов в стандартных магнитных муфтах [6] (рис. 4, а) более сильными высококоэрцитивными постоянными магнитами, которые имеют одинаковые размеры в каждой полуомуфте (магниты имеют стандартные размеры, приведенные в технических условиях заводов изготовителей) из сплавов редкоземельных элементов (рис. 4, в).

Крутящие моменты муфт с оксидно-бариевыми магнитами и муфт из сплавов редкоземельных элементов — равны. Если в полуомуфтах вместо оксидно-бариевых магнитов (рис. 4, а) установить магниты из сплавов редкоземельных элементов с плотной укладкой (рис. 4, б), то крутящий момент значительно увеличится. В качестве примера на рис. 4, б показана муфта с 10 магнитами ($N = 10$) в каждой полуомуфте. При замене оксидно-бариевых магнитов на магниты из сплавов редкоземельных элементов в каждой полуомуфте нужно установить по 6 магнитов ($N_1 = 6$). При этом крутящие моменты муфт на рис. 4, а и в будут равны.

При такой замене потери в токопроводящем экране и его нагрев рассчитываем в приведенной последовательности.

Относительное полюсное деление τ_o муфты определяем по формуле (12) при плотной укладке магнитов (рис. 4, б).

Коэффициент β_d действующей индукции в зазоре муфты выбираем по относительному полюсному делению τ_o магнитной муфты.

Действующую в зазоре индукцию B_d определяем по формуле (6).

Потери мощности P_\emptyset в токопроводящем экране определяем по формуле (5).

Потери мощности в токопроводящем экране при неплотной укладке магнитов определяем по формуле $P_\emptyset^{\text{пер}} = P_\emptyset \frac{N_1}{N_\pi}$, где $P_\emptyset^{\text{пер}}$ — пересчитанные потери мощности в токопроводящем экране, Вт; N_1 и N_π — число магнитов в полуомуфте при неплотной (в нашем примере $N_1 = 6$) и плотной (в нашем примере $N_\pi = 10$) укладке магнитов.

Коэффициент теплоотдачи с поверхности экрана при естественном воздушном охлаждении опре-

деляем по формуле $K_t^{\text{пер}} = 14 + 0,005 \frac{P_\emptyset^{\text{пер}}}{\pi D^2}$.

Таблица 2

| Параметр | Величина параметра для магнита марки | | | |
|---|--------------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|
| | 25БА150 | Ч36Р | КС-25ДЦ | КС-37 |
| M_\emptyset , Н·м | 0,482 | 0,887 | 0,778 | 0,768 |
| $M_{\text{ном}}$, Н·м | | 2,54 | | |
| $M_{\text{эд.макс}}$, Н·м | | 5,9 | | |
| $M_{\text{макс}}$, Н·м | 5,2 | 5,22 | 5,2 | 5,19 |
| $I_{\text{нап.п.}}$, кг·м ² | 0,005206 | 0,005605 | 0,005695 | 0,00574 |
| $I_{\text{д.р.}}$, кг·м ² | | 0,00097 | | |
| I_1 , кг·м ² | 0,006176 | 0,006575 | 0,006665 | 0,00671 |
| $I_{\text{вн.п.}}$, кг·м ² | 0,00396 | 0,00436 | 0,00445 | 0,00449 |
| $I_{\text{р.к.}}$, кг·м ² | | 0,00176 | | |
| I_π , кг·м ² | | 0,000192 | | |
| I_2 , кг·м ² | 0,005912 | 0,006312 | 0,006402 | 0,006442 |
| L | 2,05 | 2,06 | 2,05 | 2,04 |
| $\Delta\alpha$, рад | 1,113 | 1,129 | 1,131 | |
| β_d | 0,63 | | 0,53 | 0,58 |
| B_r , Тл | 0,38 | 1,15 | 1,07 | 0,9 |
| K | | 0,95 | | |
| B_d , Тл | 0,227 | 0,688 | 0,539 | 0,496 |
| P_\emptyset , Вт | 151,7 | 278,8* | 244,5** | 241,5** |
| K_t , Вт/(м ² · °C) | 28,3 | 40,26 | 37,03 | 36,74 |
| ΔQ , °C | 202 | 261 | 249 | 248 |
| Q_x , м ³ /с (л/ч) | $1,81 \cdot 10^{-6}$ (6,52) | $3,33 \cdot 10^{-6}$ (11,99) | $2,92 \cdot 10^{-6}$ (10,51) | $2,88 \cdot 10^{-6}$ (10,37) |
| F , Н | 126 | 160 | 171 | 148 |

Примечание. Потери рассчитаны для числа магнитов в полуомуфте $N = 2$ (*) и $N = 4$ (**).

Превышение температуры экрана над температурой окружающей среды определяем по формуле

$$\Delta Q_{\text{пер}} = \frac{2 P_{\vartheta}^{\text{пер}}}{\pi D^2 K_{\text{T}}^{\text{пер}}}.$$

Для торцевой магнитной муфты с неплотной укладкой магнитов необходимый расход охлаждающей жидкости при водяном охлаждении экрана определяем по формуле $Q_{\text{x}}^{\text{пер}} = \frac{P_{\vartheta}^{\text{пер}} 10^{-3}}{\Delta Q_1 c}$.

Крутящий момент муфты при рабочей температуре определяем по формуле (1).

Тормозной момент экрана определяем по фор-

$$\text{муле } M_{\vartheta}^{\text{пер}} = 0,159 \frac{P_{\vartheta}^{\text{пер}}}{n}.$$

Анализируя результаты расчетов, приведенные в табл. 2 (при замене постоянных оксидно-бариевых магнитов магнитами из сплавов редкоземельных элементов), можно сделать выводы.

1. Угол рассогласования полумуфт возрастает незначительно и не превышает 2 % (КС-37).

2. Потери мощности в токопроводящем экране возрастают до 84 % (ЧЗ6Р).

3. Температура экрана по сравнению с температурой окружающей среды повышается с 202 до 261 °C (ЧЗ6Р) и, как следствие, расход жидкости для охлаждения токопроводящего экрана увеличивается с 6,52 до 11,99 л/ч (ЧЗ6Р).

4. Сила притяжения полумуфт торцевой муфты вдоль оси вращения увеличивается с 126 до 171 Н (КС-25ДЦ).

Таким образом, изготовителям герметичного оборудования с торцевыми магнитными муфтами при замене магнитов с сохранением постоянного крутящего момента муфты следует предусмотреть в конструкции оборудования возможность увеличения расхода жидкости для охлаждения токопроводящего экрана. При использовании экрана из нетокопроводящего материала (углерод, керамика и т. д.) охлаждение экрана не нужно.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Красильников А. Я. Особенности использования магнитной муфты в конструкциях герметичных машин: монография. 2-е изд., перераб. и доп. Екатеринбург, УГТУ—УПИ. 2009. 185 с.

2. Красильников А. Я., Красильников А. А. Расчет крутящего момента торцевой магнитной муфты // Вестник машиностроения. 2006. № 5. С. 20–22.

3. Красильников А. Я. Методика выбора магнитных муфт для герметичных машин // Вестник машиностроения. 2003. № 4. С. 13–18.

4. Красильников А. Я., Красильников А. А. Расчет силы притяжения высококоэрцитивных постоянных магнитов в торцевых магнитных муфтах и плоских магнитных системах // Вестник машиностроения. 2010. № 6. С. 13–16.

5. Красильников А. Я. Методика выбора магнитной муфты для герметичного насоса // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2001. № 2. С. 24–26.

6. Красильников А. Я. Стандартные конструкции магнитных систем и муфт // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2002. № 7. С. 35–37.

УДК 629.023

[В. А. КОЛОКОЛЬЦЕВ], д-р техн. наук, М. В. АВРАМОВ, канд. техн. наук (Саратовский ГТУ),
e-mail: ingener_ks-04@mail.ru

Расчет усталостного ресурса элементов несущих систем машин

Разработан расчет прочности несущей системы колесной машины (на примере троллейбуса) при случайных стационарных колебаниях по критерию сопротивления усталости. Использован спектральный метод статистической динамики машины.

Ключевые слова: усталость, статистическая динамика, спектральный метод, динамическая система, ресурс.

Calculation of the supporting system strength of a wheeled vehicle (for example, the trolley) under random stationary vibrations on the fatigue resistance criterion with use of spectral method of the machine's statistical dynamics has been elaborated.

Keywords: fatigue, statistical dynamics, spectral method, a dynamic system, resource.

Усталостные разрушения деталей машин, элементов их ходовых и несущих систем являются одной из причин, приводящей к внезапным отказам работоспособности поврежденного объекта, а в ряде случаев и к авариям с тяжелыми последствиями. Разрушению предшествует накопление усталостных повреждений, образование и развитие трещин в результате переменных напряжений, возникающих в деталях при случайных воздействиях в условиях эксплуатации. Поэтому совершенствование методов расчета динамической нагруженности элементов машины и характеристик их случайного нагружения с применением теории случайных функций, статистической динамики, схематизации случайных процессов, а также усталостного ресурса деталей является актуальной задачей.

На примере троллейбуса ЗИУ 682Г рассмотрим расчет на прочность несущей системы колесной машины при случайных колебаниях по критерию сопротивления усталости на основе решения задачи статистической динамики спектральным методом по схеме "вход—объект—выход" [1]. Принимаем в качестве "входа" микропрофили дорог, являющиеся доминирующим источником случайных колебаний несущей системы при движении машины, "объекта" — динамическую модель машины, а "выхода" — случайные напряжения в конкретной точке сечения элемента несущей системы. Полагаем, что при движении троллейбуса по дороге со случайными статистическими микропрофилиями с постоянной нагрузкой и скоростью его колебания при линейных упругих и демпфирующих связях, как и сами микропрофили, являются в общем случае многомерными случайными стационарными процессами (функциями) с ergодическими свойствами. Для оценки и анализа характеристик и параметров процессов в этом случае применима корреляционная теория случайных процессов [2].

Решение основной задачи статистической динамики спектральным методом запишем в виде:

$$S_{Z_k Z_p}(\omega) = \sum_{j=1}^n \sum_{v=1}^n W_{k_j}(i\omega) W_{p_v}^*(i\omega) S_{f_j f_v}(\omega), \text{ где}$$

$S_{f_j f_v}(\omega)$, $S_{Z_k Z_p}(\omega)$ — спектральные плотности случайных стационарных процессов на "входе" ($f_j f_v$) и "выходе" ($Z_k Z_p$) объекта (динамической системы машины); $W_{k_j}(i\omega)$ — частотная характеристика объекта по Z_k "выходу" при f_j "входе"; $W_{p_v}^*(i\omega)$ — комплексно сопряженная частотная характеристика объекта по Z_p "выходу" при f_v "входе"; ω — кручевая частота.

$$\text{Если } K = P \text{ и } S_{f_j f_v}(\omega) = \begin{cases} 0 & \text{при } j \neq v; \\ S_{f_j} & \text{при } j = v, \end{cases}$$

$$\text{то } S_{Z_k}(\omega) = \sum_{j=1}^n |W_{k_j}(i\omega)|^2 S_{f_j}(\omega), \quad (1)$$

где $|W_{k_j}(i\omega)|^2$ — квадрат частотной характеристики (ЧХ) динамической системы по "выходу" при f_j "входе".

Характеристики "входа" — микропрофили дорожных покрытий, типичные для эксплуатации троллейбуса в городских условиях, приведены в работе [3].

При разработке динамической модели колебаний троллейбуса рассмотрим его несущую систему — кузов, представляющий собой сварную конструкцию вагонной компоновки из тонкостенных стержней замкнутого профиля сечением $40 \times 40 \times 2,5$ мм с

общивкой, состоящую из основания (рамы), боковин, передней и задней частей и крыши. Рама лестничного типа состоит из двух лонжеронов и девяти поперечин. Материал стержней и обшивки (кроме обшивки пола пассажирского салона) — сталь 20. Толщина обшивки 1 мм. Пол салона — бакелизированная фанера толщиной 10 мм. Стержни соединены сваркой, обшивки с каркасом кузова — точечной сваркой, пол салона — резьбовыми соединениями. Подвеска — зависимая рессорно-пневматическая с гидравлическими амортизаторами и регулируемым давлением воздуха в пневмоэлементах, величина которого зависит от подпрессоренной массы. Вертикальная нагрузка от рамы передается на балку заднего моста через полуэллиптические рессоры, пневмоэлементы и подрамник, на балку переднего моста — через рессоры и пневмоэлементы.

При разработке динамической модели колебаний учитывали доминирующее действие изгибных нагрузок несущей системы в вертикальной плоскости и не учитывали нагрузки кручения в поперечной плоскости, при этом рассматривали колебания низкой частоты (до 8 Гц), характерные для кузова при движении троллейбуса по городским дорогам [4]. На основании результатов экспериментов и расчетов упругие характеристики подвески и амортизаторов принимали линейными.

Кроме того, учитывали существенное различие спектров собственных частот колебаний несущего кузова как твердого недеформируемого тела на подвеске и его изгибных колебаний как упругой деформируемой конструкции. Собственные частоты спектров могут различаться в 2 и более раз [5]. Поэтому согласно принципу частотной дискриминации колебания твердотельного кузова на подвеске и упругого кузова рассматривали раздельно, но во взаимосвязи. Исходя из этого динамическую модель колебаний, эквивалентную троллейбусу, представили в виде комплексной динамической системы, состоящей из двух динамических моделей: в первой — кузов представлен твердым недеформируемым телом на подвеске шасси, во второй — упругим деформируемым. Взаимосвязь колебаний динамических моделей осуществляли следующим образом. Сначала рассмотрели колебания первой модели с определением ЧХ ускорений центра тяжести кузова, затем второй — при внешнем воздействии в виде найденных ЧХ ускорений с определением ЧХ динамических напряжений в конкретной точке сечения элемента кузова.

Исходя из этого твердотельную динамическую модель представим как модель с 17-ю степенями свободы (рис. 1). Полагаем, что координатные оси динамических масс являются главными центральными осями инерции, а перемещения при колебаниях отчитываются от положения их статического равновесия.

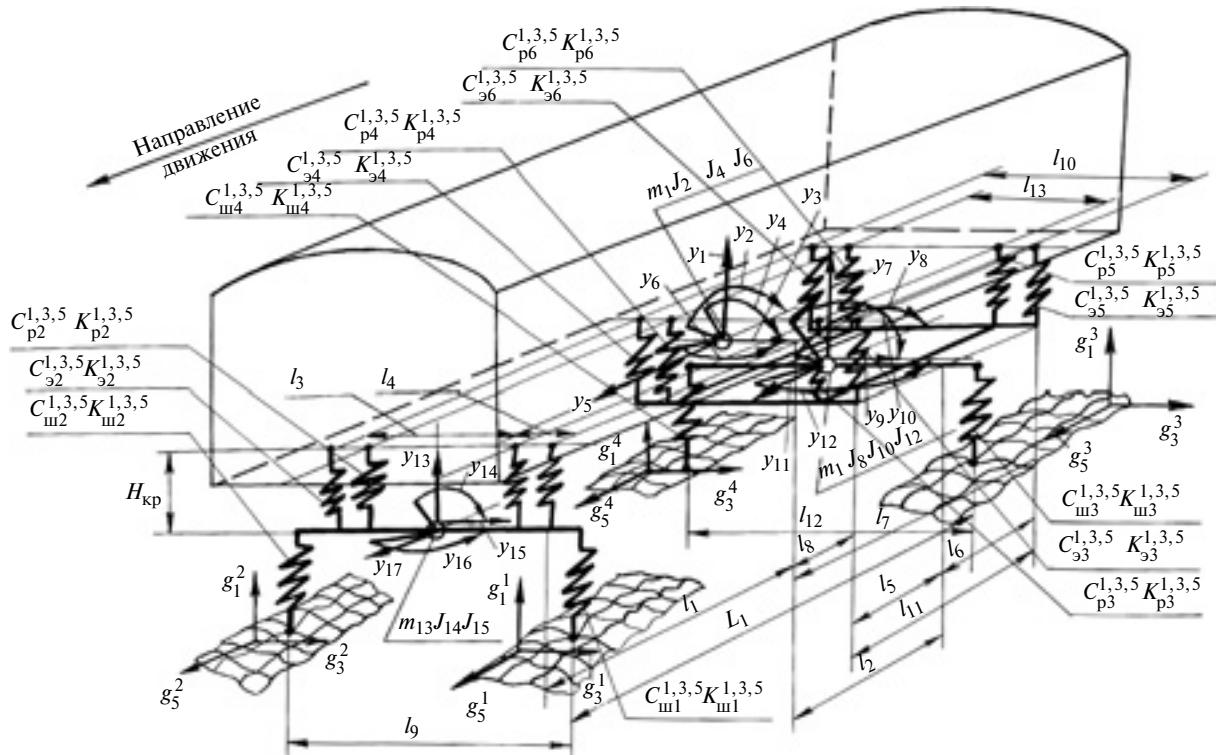


Рис. 1. Твердотельная динамическая модель:

y_i — обобщенные перемещения сосредоточенных подпрессоренных масс ($i = 1 \dots 17$); $C_{pl}^{1,3,5}, K_{pl}^{1,3,5}, C_{el}^{1,3,5}, K_{el}^{1,3,5}, C_{sh}^{1,3,5}, K_{sh}^{1,3,5}$ — жесткости и коэффициенты неупругого сопротивления соответственно рессор, пневмоэлементов и шин (1, 3, 5 — соответственно в вертикальном, поперечном и продольном направлениях; $l = 1 \dots 6$ — число упругих и неупругих элементов подвески кузова; $n = 1 \dots 4$ — число упругих элементов колесных мостов); g_1^n, g_3^n, g_5^n — направления воздействия микропрофиля дороги

Дифференциальные уравнения колебаний динамической модели запишем по методу перемещений [2]:

$$M_{\ddot{y}} + K_{\dot{y}} + C_{\bar{y}} = \bar{F}(t), \quad (2)$$

где M — диагональная матрица масс; K и C — симметричные квадратные матрицы демпфирования и жесткости соответственно; $\bar{y}(t)$ — столбцовый вектор обобщенных перемещений сосредоточенных масс; $\bar{F}(t) = D\bar{f}(t) + G\bar{f}(t)$ — вектор-функция, описывающая возбуждение от воздействия дорожного полотна; D и G — матрицы демпфирования и жесткости шин; $\bar{f}(t)$ — столбцовый вектор микропрофиля дороги.

В соответствии с принятыми допущениями учитываем симметричное вертикальное воздействие микропрофиля на подвеску машины. При расчете ЧХ ускорений динамических масс полагаем, что троллейбус движется с постоянной скоростью, а поверхность дороги создает гармоническое воздействие с единичной амплитудой. При этом на передние и задние колеса, катящиеся по одной колее, дорожное полотно оказывает гармоническое воздействие со сдвигом фаз, которое в комплексной форме можно выразить как $\bar{f}(t) = e^{j\omega t}\bar{u}$, где

$\omega = \Omega v$, $\Omega = 2\pi/l$ — дорожная частота; l — длина волны неровности; v — скорость движения; \bar{u} — независящий от времени вектор, учитывающий фазовый сдвиг временной функции возбуждения; j — мнимая единица.

Заменив переменные в дифференциальном уравнении (1) второго порядка, приведем его к дифференциальному уравнению первого порядка, решение которого в комплексной форме имеет вид: $\bar{Y}' = \bar{W}e^{j\omega t}$, где $\bar{W} = \bar{X} + j\bar{Y}$ — вектор комплексных амплитуд. Подставив вектор \bar{Y}' в дифференциальное уравнение первого порядка, получим матричные линейные алгебраические уравнения, которые решим методом Гаусса относительно компонентов векторов \bar{X} и \bar{Y} вектора \bar{W} комплексных амплитуд.

Квадраты модуля ЧХ по смещению и ускорению y_i динамической массы определим по выражениям:

$$\left| W_{y_i}(\omega) \right|^2 = X_i^2(\omega) + Y_i^2(\omega); \\ \left| W_{\ddot{y}_i}(\omega) \right|^2 = \omega^4 \left| W_{y_i}(\omega) \right|^2. \quad \left. \right\}$$

Методом двойной QR-итерации матрицы коэффициентов дифференциального уравнения оп-

ределим собственные частоты колебаний подпрессоренных масс, необходимые при расчете ЧХ на этих частотах. Как показали расчеты, собственные частоты колебаний находятся в интервале 1,1÷24,4 Гц, в том числе собственные частоты колебаний кузова как твердого недеформируемого тела составляют 1,1÷5,1 Гц, т. е. находятся в исследуемом частотном диапазоне 0÷8 Гц.

Частотные характеристики исследовали для эксплуатационных скоростей троллейбуса 20÷60 км/ч. Расчеты ЧХ ускорений показали, что доминирующими являются ускорения центра масс кузова в направлении линейной Y_1 (вертикальные колебания) и угловой Y_2 (галопирование) координат. Так, максимальные вертикальные ускорения $\ddot{Y}_1 = 5,1 \div 5,3 \text{ м/с}^2$ возникают на частотах колебаний 13÷30 Гц, а максимальные угловые ускорения $\ddot{Y}_2 = 1,4 \div 1,43 \text{ рад/с}^2$ — на частотах 8÷9 Гц. Ускорениями кузова в других направлениях можно пренебречь в связи с их незначительностью по сравнению с указанными.

Для расчета ЧХ напряжений в элементах кузова разработана вторая конечно-элементная (КЭ) динамическая модель упругого кузова с использова-

нием программного модуля Structure 3D системы расчета и проектирования механических конструкций APM WinMachine [6]. Трехмерная пространственная модель кузова состоит из 1466 стержней, 748 (треугольных и четырехугольных) пластинчатых элементов и 1009 узлов, каждый из которых имеет шесть степеней свободы.

Жесткость упругих опор в направлениях трех координатных осей определяли с учетом жесткости рессор, пневмоэлементов и шин соответственно для передней и задней подвесок. Определяли собственные частоты и формы колебаний кузова на жестких и упругих опорах, а также основания на жестких опорах.

Установлено, что колебания кузова на упругой подвеске в диапазоне собственных частот 0÷8 Гц и при статическом равновесии одинаковы и соответствуют начальным размерам, а наличие в спектре собственных частот, близких к нулю, свидетельствует о колебаниях кузова в этом диапазоне частот как твердого недеформируемого тела. Следовательно, динамические напряжения в сечениях элементов кузова при колебаниях в диапазоне частот внешнего воздействия 0÷8 Гц могут быть опреде-

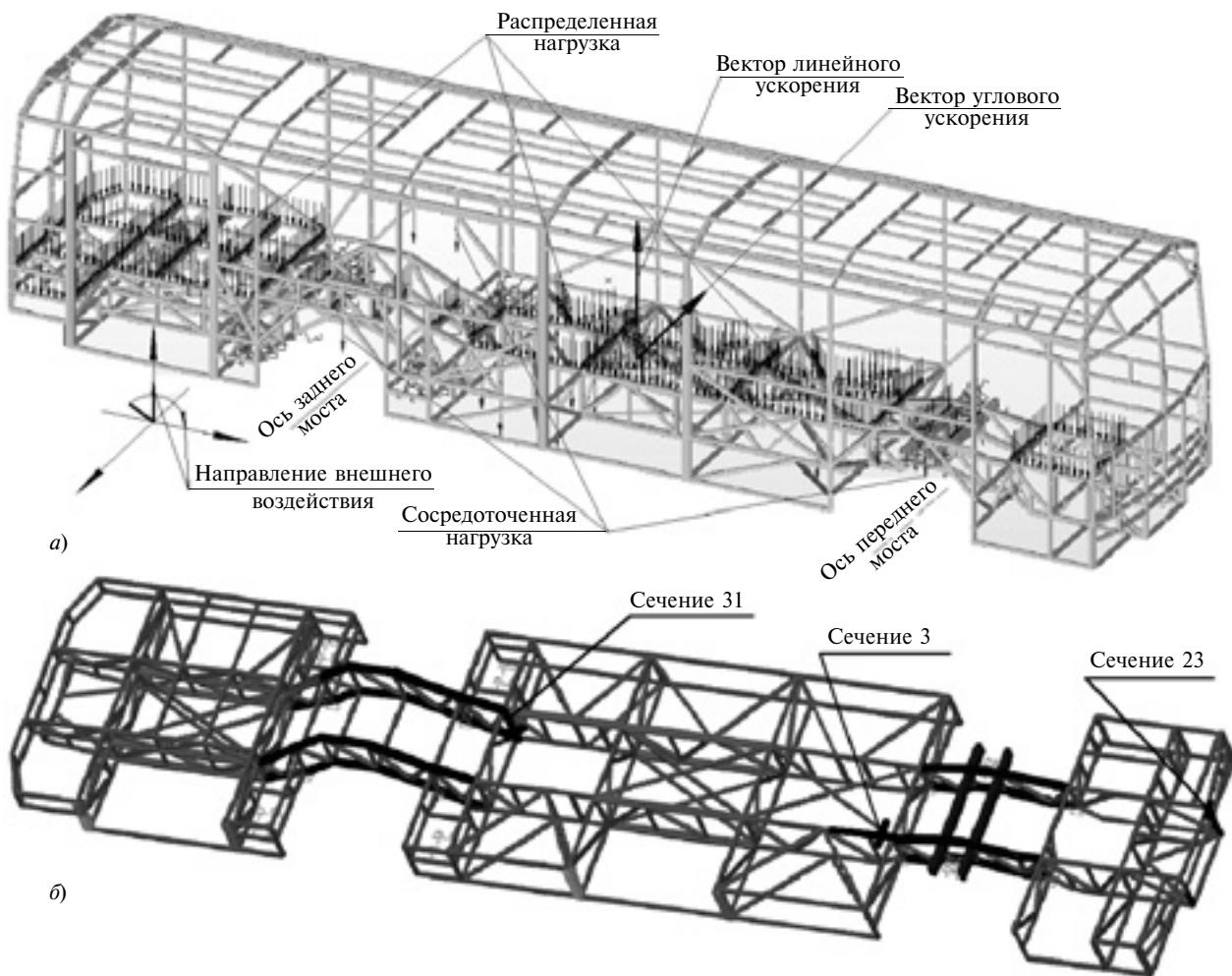


Рис. 2. Конечно-элементные динамические модели кузова (а) и основания кузова (рамы) (б)

лены из статического расчета его КЭ модели в предположении, что кузов находится в динамическом равновесии при действии на него дополнительных инерционных сил.

Так как доминирующими ускорениями кузова при вертикальном симметричном воздействии на подвеску являются вертикальные ускорения \ddot{Y}_1 и \ddot{Y}_2 его центра тяжести, то дополнительные инерционные силы действуют противоположно указанным ускорениям (рис. 2). В программном модуле Structure 3D такое нагружение реализуется путем приложения к КЭ модели конструкции дополнительного внешнего нагружения в виде линейного вертикального \ddot{Y}_1 и углового \ddot{Y}_2 ускорений центра масс кузова в соответствии с ЧХ ускорений для каждой частоты в диапазоне 0÷8 Гц, а напряженно-деформированное состояние (НДС) элементов КЭ модели рассчитывается методом конечных элементов (МКЭ) [6].

Амплитуду нормальных напряжений в конкретной точке сечения элемента определяли как разность напряжений от суммарного действия на кузов статических (в том числе собственный вес) и инерционных нагрузок и от действия только статических нагрузок для каждой задаваемой частоты колебаний. Таким образом, определение динамических напряжений в сечениях элементов кузова было сведено к квазистатическому расчету, т. е. многократному решению статической задачи МКЭ при динамическом нагружении.

Частотные характеристики напряжений определяли для 38 сечений разных стержневых элементов несущей системы в зонах передней и задней подвесок машины. Полученные результаты существенно различаются, что свидетельствует о различной динамической нагруженности элементов кузова.

Для расчета усталостного ресурса использовали его зависимости от среднеквадратического отклонения (СКО) случайных напряжений (рис. 3), полученные на основании линейной скорректированной гипотезы накопления усталостных повреждений [7] при известных сопротивлении усталости

| Сечение (см. рис. 2, б) | Предел усталости, МПа | | | | |
|-------------------------------|-----------------------|----------------------|----------------------|-----------------------|----------------------|
| | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 |
| 3 | 63451,6 115669,9 | 102876,9 255318,0 | 131383,5 485128,0 | 311491,4 1014704,0 | 510018,6 $>10^6$ |
| 31 | 66833,1 121171,4 | 103967,9 276806,0 | 132776,8 470060,5 | 314794,7 1025465,0 | 515427,3 $>10^6$ |
| 23 | $<5 \cdot 10^4$ | $<5 \cdot 10^4$ | $<5 \cdot 10^4$ | 81103,3 149440,0 | 119223,4 294810,4 |

Примечание. В числителе приведены данные случайного процесса по схеме цикла 2—3; в знаменателе — по схеме 3—2.

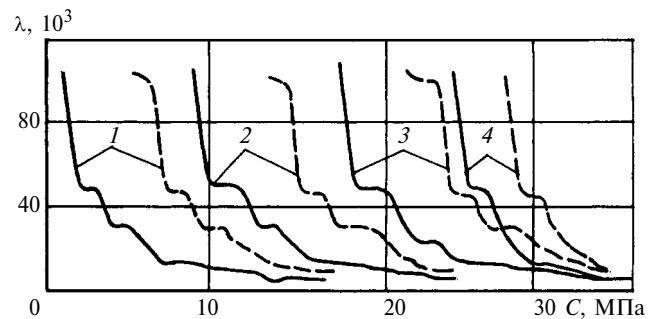


Рис. 3. Функции усталостного ресурса детали при случайному нагружении по схеме циклов 2—3 (сплошные линии) и 3—2 (штриховые линии):

1 — $\sigma_r = 20$ МПа; 2 — $\sigma_r = 22$ МПа; 3 — $\sigma_r = 24,2$ МПа; 4 — $\sigma_r = 26$ МПа; ($m = 3,89$; $N_G = 4,3 \cdot 10^6$); σ_r — предел усталости; m — показатель степенного уравнения кривой усталости; N_G — базовое число циклов нагружения; λ — ресурс в блоках нагружения (километры пробега); C — среднеквадратическое отклонение

элементов несущей системы и схематизации случайных напряжений методом эквивалентных циклов [8]. СКО напряжений определяли по формуле

$$C_{Z_k} = \left[\int_0^{\omega_{\max}} S_{Z_k}(\omega) d\omega \right]^{0,5} = \\ = \left(\int_0^{\omega_{\max}} \left[\sum_{j=1}^n |W_{k_j}(i\omega)|^2 S_{f_i}(\omega) \right] d\omega \right)^{0,5}, \quad (3)$$

где $S_{Z_k}(\omega)$ — спектральная плотность напряжений в k -м элементе несущей системы (1); $|W_{k_j}(i\omega)|^2$ — квадрат ЧХ напряжений в k -м элементе несущей системы; $S_{f_i}(\omega)$ — спектральная плотность продольного микропрофиля дороги; n — верхний предел суммирования в формуле (2) ($n = 1$, поскольку рассматриваем лишь симметричное воздействие со стороны микропрофиля дороги); $\omega_{\max} = 8$ Гц — максимальная частота.

С использованием функций, представленных на рис. 3, определяли возможный диапазон среднего усталостного ресурса для элементов кузова при движении троллейбуса с номинальной нагрузкой со скоростью 60 км/ч при 100 %-м пробеге по дорогам с разным типом покрытий: цементно-бетонное; асфальтовое; булыжное удовлетворительного качества; булыжное с выступами и впадинами. Спектральные плотности микропрофилей дорог приведены в работе [3]. В таблице приведены результаты расчета усталостного ресурса в блоках нагружения при движении с номинальной нагрузкой и скоростью 60 км/ч по дороге с булыжным покрытием удовлетворительного качества.

Анализ результатов показал, что спектральный метод статистической динамики машин может

Н. П. ДУЛЕПОВ, Е. В. СУРИКОВ, канд. техн. наук, А. В. ЛУКОВНИКОВ, д-р техн. наук, Г. Д. ХАРЧЕВНИКОВА, П. С. СУНЦОВ, Д. Б. ФОКИН (ЦИАМ им. П. И. Баранова), e-mail: Lukovnikof@mail.ru

Формирование технического облика интегральных ракетно-прямоточных двигателей на твердом топливе для авиационных управляемых ракет

Предложена методика формирования технического облика интегральных ракетно-прямоточных двигателей на твердом топливе для сверхзвуковых летательных аппаратов (ЛА) на основе математической модели с оптимизацией параметров и программы управления силовой установкой по летно-техническим характеристикам ЛА.

Ключевые слова: сверхзвуковой летательный аппарат, управляемая ракета, комбинированная силовая установка, ракетно-прямоточный двигатель, математическая модель, технический облик.

The technical pattern formation technique of the integral rocket-ramjet solid-propellant engines for supersonic aircrafts, based on the mathematical model with optimization of parameters and the power-plant control program on the aircraft's flight characteristics, has been proposed.

Keywords: supersonic aircraft, guided missile, the combined power-plant, rocket-ramjet engine, a mathematical model, the technical pattern.

Достижения в области радиолокационного и навигационного оборудования, а также средств наведения и поражения требуют совершенствования силовых установок (СУ) авиационных и зенитных ракет. Традиционные твердотопливные ракетные двигатели (РДТТ), применяемые в настоящее время на авиационных ракетах, уже исчерпали возможности дальнейшего совершенствования. Конструктивные особенности РДТТ принципиально не меняются уже многие годы, а некоторое улучшение их тягово-экономических характеристик (ТЭХ) и удельно-массовых показателей связано с совершенствованием твердых топлив и применением в РДТТ современных легких и прочных материалов.

На рис. 1 сопоставлены дальности полета и стартовые массы отечественных и зарубежных авиационных ракет класса воздух—воздух [1, 2]. Увеличение дальности L_p полета сопровождается значительным увеличением стартовой массы m_0 ракеты, главным образом, из-за требуемой массы m_t топлива. Следовательно, увеличиваются габаритные размеры ракеты (длина l_ϕ и диаметр d_ϕ фюзеляжа), так как для обеспечения необходимых аэродинамических характеристик (АДХ) долж-

до недавнего времени самым быстрым самолетом был американский сверхзвуковой стратегический разведчик SR-71A с максимальным числом Маха полета $M_{H\max} = 3,2$. После снятия с вооружения его место занял отечественный перехватчик МиГ-31. Тенденция роста высот и скоростей полета летательных аппаратов (ЛА), особенно военного назначения, обуславливает совершенствование зенитно-ракетных ком-

плексов (ЗРК) и авиационных средств поражения (АСП), основу которых в настоящее время составляет управляемое ракетное вооружение. Управляемые ракеты (УР) различных классов и назначения (воздух—воздух, воздух—поверхность и др.) применяются для высокоточного поражения малоразмерных и подвижных целей с самолетов-носителей и пусковых установок ЗРК наземного или корабельного базирования.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 23)

применяться для сравнительной оценки прочности элементов несущих систем по критерию накопления усталостных повреждений, а также для расчета усталостного ресурса элементов вновь проектируемых конструкций при случайному стационарном нагружении.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Болотин В. В.** Применение методов теории вероятности и теории надежности в расчетах сооружений. М.: Стройиздат, 1971. 255 с.
2. **Гусев А. С., Светлицкий В. А.** Расчет конструкций при случайных воздействиях. М.: Машиностроение, 1984. 240 с.
3. **Ротенберг Р. В.** Подвеска автомобиля. М.: Машиностроение, 1972. 392 с.

4. **Акопян Р. А., Хрунь М. В.** Исследование нагруженности несущих систем автобусов при использовании статистических методов // Автомобильная промышленность. 1979. № 12. С. 11—16.

5. **Макеев В. П., Гриненко Н. И., Павлюк Ю. С.** Статистические задачи динамики упругих конструкций. М.: Наука, 1984. 232 с.

6. **Замрий А. А.** Проектирование и расчет методом конечных элементов в среде APM Structure 3D. М.: Изд-во АПМ, 2010. 375 с.

7. **Когаев В. П., Дроздов Ю. Н.** Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высшая школа, 1991. 319 с.

8. **Колокольцев В. А., Аврамов М. В.** Схематизация случайных процессов нагружения в задаче расчета деталей машин по критерию сопротивления усталости // Вестник машиностроения. 2010. № 9. С. 23—29.

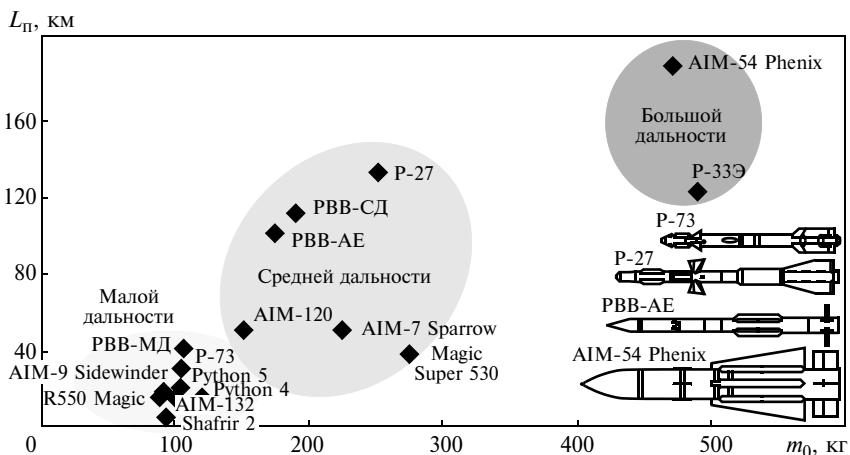


Рис. 1. Сопоставление дальности L_p полета и стартовой массы m_0 современных авиационных ракет

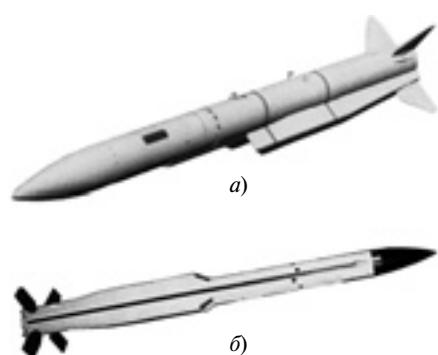


Рис. 2. Ракеты Meteor (а) и PBV-AE-ПД (б) с РПДТ

но выполняться условие: $\lambda_\phi = l_\phi/d_\phi = 12 \div 18$ [3]. Тогда можно рассчитать длину высокоточной ракеты класса воздух—поверхность при дальности пуска 300 км, что позволяет исключить контакт с системами противовоздушной обороны (ПВО) противника, т. е. без захода в зону его действия [4] (условие применения современной авиации стран НАТО).

Однако для истребителей пятого поколения (американские F-22 и F-35, российский ПАК ФА) предусмотрено размещение ракетного и бомбового вооружения во внутренних отсеках фюзеляжей или обводах воздухозаборников, а не на внешних узлах подвески (пилонах). Габаритные размеры (в первую очередь длина) размещаемого в отсеках вооружения жестко лимитируются. Так, габаритные размеры американской управляемой ракеты средней

дальности AIM-120 AMRAAM специально были уменьшены для возможности размещения ее модификации (AIM-120C) на истребителе F-22, что ограничило максимальную дальность пуска УР с РДТТ при применении их на истребителях пятого поколения.

Улучшить летно-технические характеристики (ЛТХ) авиационных и зенитных управляемых ракет можно, заменив РДТТ на более экономичный воздушно-реактивный (ВРД) или комбинированный двигатель. В последние годы вновь повысился интерес к ракетно-прямоточным двигате-

лям на твердом топливе (РПДТ). Ведутся разработки нового поколения УР с РПДТ: американская (AIM-120 FMRAAM) и европейская (Meteor) [5] (рис. 2).

Ракеты первого поколения с прямоточными ВРД (ПВРД) и РПДТ появились в 60—70-х гг. прошлого столетия. В 60-е годы в Советском Союзе была создана и принята на вооружение первая в мире серийная сверхзвуковая зенитно-управляемая ракета 3М9, входящая в комплекс "Куб", с интегральным РПДТ [6], удачная концепция которого позднее была принята за основу при создании ракет за рубежом. В России на вооружении находится ракета X-31 класса воздух—поверхность с СУ на базе маршевого сверхзвукового ПВРД и стартового РДТТ [7].

На рис. 3 показаны дальности L_p полетов в зависимости от стартовых масс m_0 разрабатываемых в мире перспективных ракет с СУ на базе РПДТ и ПВРД [8]. При незначительном увеличении массы ракеты переход от РДТТ к ПВРД и РПДТ дает двух- и трехкратное увеличение дальности полета. За рубежом ведется разработка авиационных, противокорабельных и ударных ракет с максимальной дальностью полета бо-

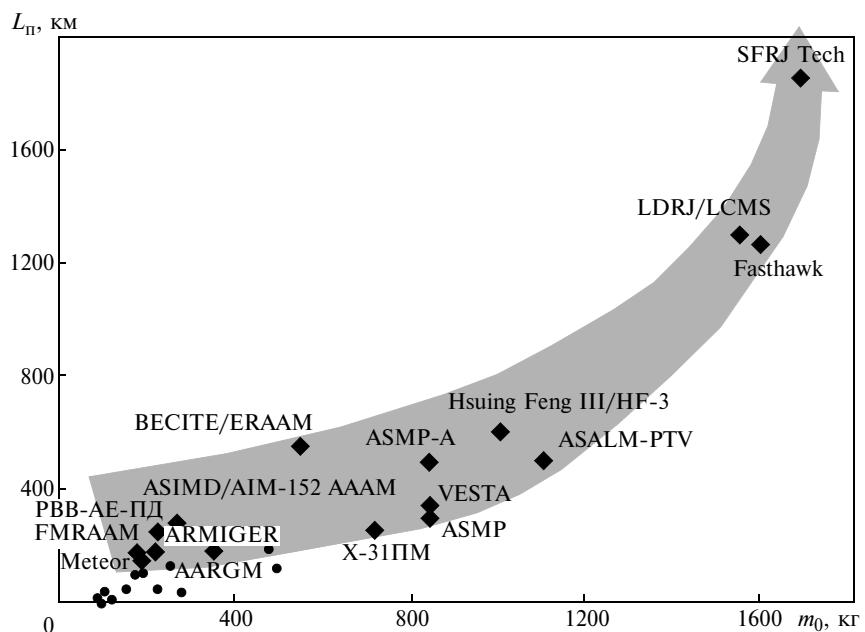


Рис. 3. Технические характеристики перспективных управляемых ракет с РПДТ и ПВРД (● — ракеты класса воздух—воздух с РДТТ; ♦ — ракеты с РПДТ и ПВРД)

ле 1000 км [проекты Fasthawk и SFRJ (США)], что в настоящее время достижимо лишь дозвуковыми крылатыми ракетами с более экономичными по сравнению с ПВРД и РДТТ турбореактивными двигателями. Столь значительное улучшение ЛТХ УР обеспечивается большим удельным импульсом РПДТ и ПВРД по сравнению с РДТТ.

Особенности рабочего процесса и конструкции интегральных РПДТ

На рис. 4 показаны зависимости удельного импульса $J_{уд}$ от числа M_H при постоянной высоте H полета для РПДТ и РДТТ. В диапазоне $M_H = 1,0 \div 4,5$ схема РПДТ экономичнее для РДТТ, причем максимальный удельный импульс РПДТ достигается при $M_H = 2 \div 3$, что обуславливает их использование при сверхзвуковых скоростях ввиду трехкратного преимущества. Однако как любой двигатель с прямоточным контуром РПДТ неэффективен при малых скоростях полета, а при $M_H < 0,7 \div 0,8$ вообще неработоспособен. Объясняется это тем, что рабочее давление в камере сгорания РПДТ создается в основном в результате торможения и сжатия воздуха от набегающего потока в воздухозаборнике. При сверхзвуковых скоростях полета это происходит в скачках уплотнения. Однако при дозвуковых скоростях полета скачки уплотнения исчезают, давление в воз-

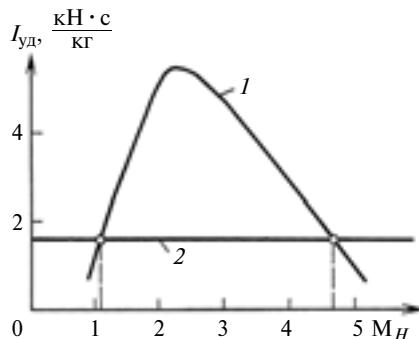


Рис. 4. Зависимости изменения удельного импульса $J_{уд}$ РПДТ (1) и РДТТ (2) от числа M_H ($H = \text{const}$)

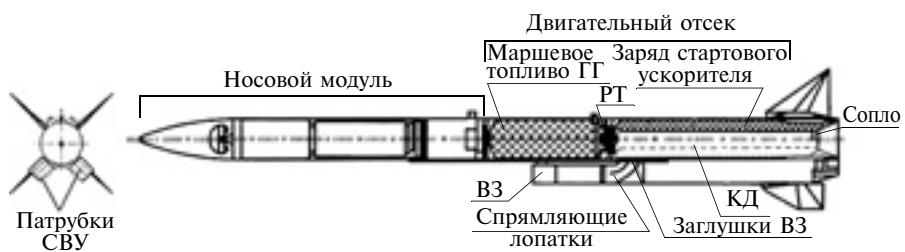


Рис. 5. Компоновка авиационной ракеты с ИРПДТ

духозаборнике повышается незначительно, следовательно, и давление воздуха в камере сгорания РПДТ становится меньше. Термодинамическая эффективность подвода теплоты (в результате сгорания топлива) в камере сгорания при уменьшении давления падает, в результате чего снижается внутренний КПД и удельный импульс двигателя.

При больших же скоростях полета ($M_H > 4,5 \div 5$) возрастает интенсивность скачков уплотнения, где сверхзвуковой поток тормозится (дозвуковые скорости), в результате чего снижается коэффициент $\sigma_{вх}$ сохранения полного давления входного устройства. Кроме того, с ростом M_H увеличивается полная температура $T_{в}^*$ воздуха на входе в двигатель, что при ограничении температур в камере сгорания РПДТ приводит к снижению подводимой теплоты в рабочем процессе двигателя. Оба фактора в итоге приводят к снижению $J_{уд}$ и вырождению РПДТ при некотором числе M полета, когда $J_{уд} \rightarrow 0$.

В отличие от РПДТ удельный импульс РДТТ практически не зависит от внешних условий (скорости и высоты полета), а работоспособность ракетных двигателей (как твердотопливных, так и жидкостных) обеспечивается от $M_H = 0$ до космических скоростей полета. Поэтому было предложено объединить преимущества РПДТ при сверхзвуковых скоростях полета с всережимностью РДТТ в единую комбинированную силовую установку — интегральный РПДТ (ИРПДТ) (рис. 5). Двигательный модуль РПДТ размещен в хвостовой части ракеты

и состоит из газогенератора (ГГ), в котором находится запас маршевого топлива, регулятора топлива (РТ) и камеры дожигания (КД) ИРПДТ.

Для старта и разгона ракеты от $M_H = 0$ или скорости полета носителя (например при запуске ракеты с истребителя) до момента включения в работу РПДТ при $M_{H\text{вкРПДТ}}$, зависящем от высоты пуска, используется стартовый ускоритель, являющийся, по сути, обычным РДТТ, заряд топлива которого размещен в камере дожигания ИРПДТ. После полного выгорания топлива стартового ускорителя ракеты канал КД высвобождается для работы РПДТ; открываются заглушки воздухозаборников (ВЗ) сверхзвукового входного устройства (СВУ) для обеспечения притока атмосферного воздуха в КД. По завершении разгона маршевый полет обеспечивает ГГ. Он вырабатывает высокоэнергетические струи, переобогащенные горючим (содержание окислителя в топливе ГГ минимально), подает их в КД (необходимый расход топлива обеспечивает регулятор), где они смешиваются с воздухом, поступающим из СВУ. Происходят дожигание продуктов первичного сгорания, при этом окислителем является атмосферный кислород, и истечение сверхзвуковой струи газа из реактивного сопла ИРПДТ.

Однако СВУ в составе СУ приводит к тому, что тягово-экономические характеристики РПДТ существенно зависят от высоты и скорости полета, что усложняет проектирование, доводку и согласование совместной работы отдельных элементов СУ (возду-

хозaborника, камеры дожигания и реактивного сопла). На процессы, происходящие в ИРПДТ, значительное влияние оказывают теплофизические свойства маршевого топлива, поступающего из ГГ и дожигаемого в КД.

Особенность ИРПДТ также заключается в интеграции: конструктивной — корпус ракеты является и корпусом двигателя, и аэродинамической; кроме того, параметры движения УР влияют на рабочий процесс СУ и наоборот. Суммарная площадь $F_{\text{вх}}$ входа в СВУ соизмерима с миделем ракеты $F_{\text{мид}}$. Все это следует учитывать с первого момента проектирования ИРПДТ.

Математическое моделирование ИРПДТ в системе ЛА

На базе разработок ЦИАМ и известных методик и алгоритмов [6], а также с использованием данных, полученных применением многомерных подходов по отдельным узлам и процессам, и экспериментов создана одномерная математическая модель (ММ) ИРПДТ. Расчет характеристик ИРПДТ строится на решении систем нелинейных алгебраических уравнений (СНАУ) расхода, энергии и энтропии, описывающих состояние рабочего тела (воздуха и продуктов сгорания) в характерных сечениях по тракту СУ (рис. 6). Для расчета показателей физико-химических свойств смеси продуктов сгорания, маршевого топлива и воздуха использовали программу Астра, разработанную в МГТУ им. Н. Э. Баумана Б. Г. Трусовым [9], с помощью которой находят зависимости ос-

новных термогазодинамических показателей газа или от полной энталпии $i_{\text{вхКД}}^*$ на входе в КД, или от температуры T_g и давления p_g на выходе из КД с учетом коэффициента $\alpha_{\text{из}}$ избытка воздуха и расширения π_c в сопле.

Как показывает практика, показатели чистого воздуха в воздухозаборнике и каналах СВУ вплоть до смесителя можно рассчитать без учета диссоциации при числах М набегающего потока порядка 2÷4.

При математическом моделировании СУ с ИРПДТ важным моментом является согласование по расходу воздуха нерегулируемого сверхзвукового воздухозаборника с камерой дожигания двигателя (на всех возможных режимах работы СУ), на выходе которой, как правило, устанавливают нерегулируемое сопло Лаваля. Для этого кроме решения внутренней СНАУ необходимо решить уравнения баланса расходов рабочего тела между сечением на входе в СВУ (см. рис. 6, *B—B*) и критическим сечением сопла (см. рис. 6, *I—I*), т. е. поиск такой точки согласования (ТС) на дроссельной характеристике нерегулируемого СВУ в эксплуатационном диапазоне $\phi_{\text{п}} < \phi < \phi_3$ (рис. 7), при котором выполняется баланс расходов в указанных сечениях СУ. Таким образом, решается нелинейное уравнение с целью определения угла Θ_{TC} для зависимости M_H полета от угла $\alpha_{\text{да}}$ атаки.

Поэтому повышаются требования к расчету характеристик СВУ с учетом интерференции с ракетой. Следовательно, уже на начальных этапах исследований

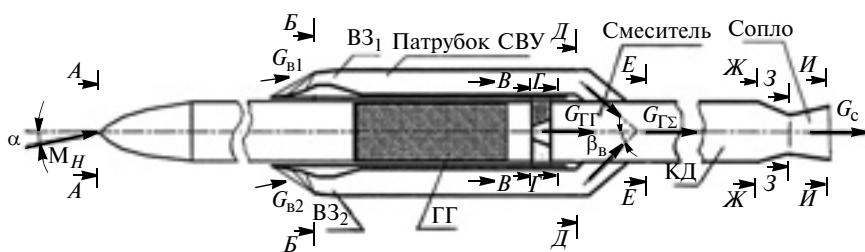


Рис. 6. Расчетная схема СУ с ИРПДТ

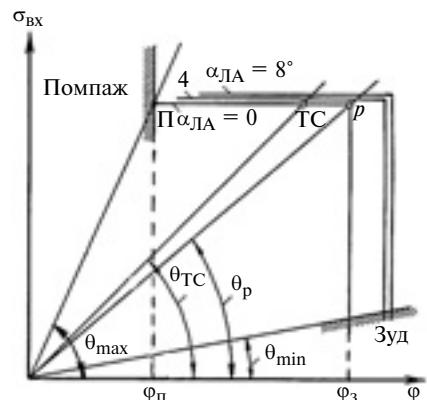


Рис. 7. Поиск точки согласования на дроссельной характеристике СВУ

при расчете ИРПДТ необходимо использовать характеристики СВУ, полученные с помощью 3D-методов и уравнений Навье—Стокса.

Блок-схема ММ силовой установки с ИРПДТ показана на рис. 8. Вводят исходные данные: режим полета на зачетной траектории; размеры СУ; программа подачи топлива; параметры СВУ, ГГ, регулятора КД, сопла ИРПДТ, стартового ускорителя; показатели свойств топлива и продуктов сгорания; параметры траекторий и режима работы СУ. Далее расчет ведется в зависимости от режима работы СУ: работа стартового ускорителя моделируется в ММ РДТТ; модель маршевого РПДТ содержит ММ СВУ и каналов, камеры дожигания и реактивного сопла, а также модуль согласования совместной работы СВУ и КД.

Затем данные поступают в ММ ЛТХ ракеты. Заранее рассчитывают или задают АДХ ракеты, причем для различных конфигураций. До момента включения маршевого РПДТ (работает только стартовый ускоритель) поток воздуха через воздухозаборники не проходит, поэтому лобовое сопротивление ракеты, как правило, максимальное. В маршевом полете (работает РПДТ) коэффициент C_x0 лобового сопротивления ракеты снижается из-за уменьшения сопротивления воздухозаборников (рис. 9).

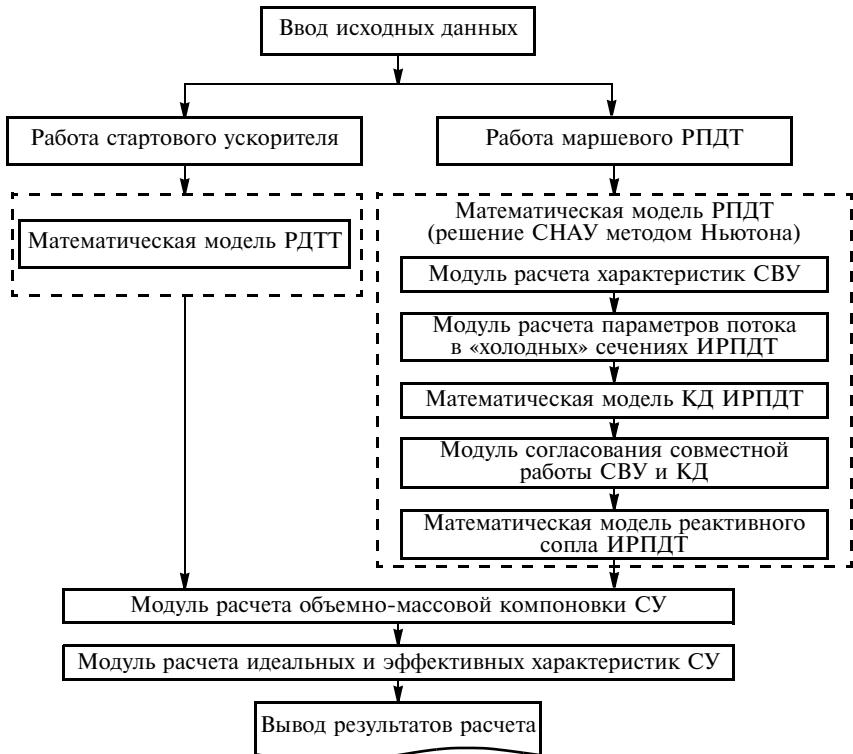


Рис. 8. Блок-схема математической модели СУ с ИРПДТ

Помимо АДХ требуется задать (рассчитать при оптимизации) геометрические и массовые характеристики ракеты, при этом наиболее сложным является оптимальное перераспределение (с учетом объемной компоновки УР) суммарного запаса топлива $m_{t\Sigma}$ между стартовой ступенью (ускорителем) ($m_{t,y}$) и маршевым запасом топлива в ГГ ($m_{t,M}$).

Решается система из пяти дифференциальных уравнений, описывающих движение ракеты как материальной точки или твердого тела в траекторной или скоростной системе координат. На рис. 10 (см. обложку) показаны зависимости изменения массы $m_{t\Sigma}$ топлива, пройденного расстояния L_p дальности полета, высоты H и числа M_H в текущем времени t_p полета ракеты. Весь полет можно разделить на четыре этапа.

I. Стартовый участок — короткий по продолжительности ($t_y = 2 \div 5$ с) и протяженности, характеризуется разгоном УР (от $M_{H,ст}$, что соответствует скорости v_h полета самолета-носителя, до $M_{H,y} \geq 3 \div 3,5$) в результате

тяги стартового ускорителя; в конце суммарный запас топлива уменьшается на $m_{t,y}$.

II. Первый пассивный — от выключения стартового РДТТ до включения маршевого РПДТ, требуется по условию срабатывания механизмов и агрегатов СУ и ракеты перед включением маршевого двигателя.

III. Маршевый — обеспечивается тягой только ИРПДТ. Характер изменения скорости (чис-

ла M_H) полета может быть различным (и с разгоном, и с торможением) и определяется программой управления двигателем, т. е. подачей топлива в КД, по скорости полета $G_t = f(M_H)$ или по другому режимному параметру движения УР. Этот этап заканчивается после полной выработки топлива $m_{t,M}$ в ГГ; далее ракета летит по инерции.

VI. Второй пассивный — торможение ракеты и увеличение угла α_{LA} атаки из условия обеспечения горизонтального полета. Окончание может определяться достижением минимально допустимого числа $M_{H,min}$ полета, максимально допустимого угла $\alpha_{LA,max}$ атаки или другого режимного параметра.

Достоверность разработанной ММ системы ЛА—СУ проверена на разработках ряда серийных авиационных и зенитных управляемых ракет с РПДТ и ПВРД. Совершенствование данной ММ направлено на уточнение алгоритма согласования входного устройства (что особенно важно для многопатрубковых СВУ), расчет характеристик твердотопливного ГГ и потерь в КД ИРПДТ, определения объемно-массовой компоновки ракеты и удобства использования. На рис. 11 (см. обложку) показано диалоговое окно расчета ЛТХ УР и ИРПДТ.

Предварительная оптимизация технического облика ИРПДТ в системе ЛА

Так как рассматриваемая модель СУ интегрирована в систему ЛА—СУ, то можно оптимизировать параметры и программу управления СУ с ИРПДТ по показателям эффективности ракеты.

В качестве критериев эффективности можно использовать такие показатели, как дальности полета (L_p) или отлета (L_{ot}) (разница между L_p и расстоянием, пройденным самолетом-носителем), время t_p полета, средняя скорость v_p полета ракеты на траектории и др. Причем эти пока-

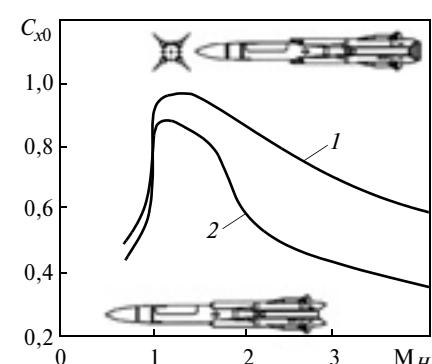


Рис. 9. Зависимости изменения коэффициента лобового сопротивления, определяемого конфигурацией ракеты, от M_H :

1 — до пуска РПДТ; 2 — после пуска

затели можно рассчитывать как для одной, так и для нескольких высот полета, а также с учетом второго пассивного этапа полета или без него.

В качестве оптимизируемых показателей системы "управляемая ракета — силовая установка — топливо" можно рассматривать следующие:

1. Начальная (стартовая) тяговооруженность ракеты $\mu_0 = P_0 \text{РДТТ} / (m_0 g)$, где $P_0 \text{РДТТ}$ — начальная тяга стартового ускорителя, H ; m_0 — начальная масса УР; g — ускорение свободного падения. Чем больше μ_0 , тем больше тяга M_H у стартового РДТТ и число Маха в конце разгонного этапа. Однако при этом из-за повышения давления, действующего на стенки корпуса камеры дожигания при работающем РДТТ, для обеспечения требуемой прочности конструкции увеличивается масса всей СУ.

2. Распределение суммарного запаса топлива $m_{\Sigma} = m_{t,y} + m_{t,m}$ между ступенями ИРПДТ, т. е. ускорителем: $\bar{m}_{t,y} = m_{t,y}/m_{\Sigma}$ и маршевым двигателем: $\bar{m}_{t,m} = m_{t,m}/m_{\Sigma}$, причем $\bar{m}_{t,y} + \bar{m}_{t,m} = 1$. Увеличение $m_{t,y}$ приведет к увеличению этапа разгона, но при этом уменьшится маршевый участок, на котором работает более экономичный РПДТ. Для принятых проектных параметров ракеты и СУ можно определить оптимальное соотношение $m_{t,y}$ и $m_{t,m}$, т. е. найти $\bar{m}_{t,y,\text{оп}}$ и $\bar{m}_{t,m,\text{оп}}$, при котором дальность полета УР будет максимальной.

3. Закон подачи топлива в КД ИРПДТ, который определяет режим работы двигателя на марше: $G_t = f(M_H)$ или $\alpha_{iz} = f(M_H)$, а также $G_t = f(t_\pi)$ или $\alpha_{iz} = f(t_\pi)$. Причем данный закон оптимизируют с учетом конструктивных особенностей регулятора топлива и других факторов, влияющих на диапазон регулирования по G_t (или α_{iz}). При оптимизации $G_t = f(M_H)$ или $\alpha_{iz} = f(M_H)$ эти

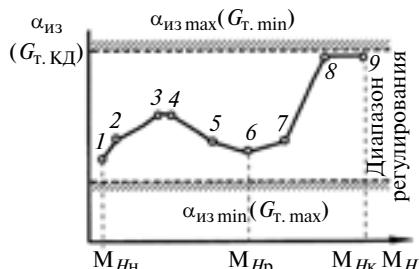


Рис. 12. Оптимизация закона подачи топлива в КД ИРПДТ

зависимости можно представить кусочно-линейными функциями зависимостей от M_H (рис. 12), где значения в точках 1—3 и т. д. — независимые оптимизируемые переменные.

Повышение α_{iz} (равносильно уменьшению G_t) приводит к снижению режимных параметров работы двигателя (его дросселированию), что сопровождается снижением тяги и, как правило, повышением удельного импульса СУ.

4. Число, схема и расположение (компоновка) воздухозаборников на ракете.

5. Число Маха СВУ $M_{bx,p}$, которое оказывает существенное влияние на показатели воздухозаборника и их характер, от скорости полета и угла атаки ЛА.

6. Временная задержка после выключения стартового РДТТ и перед включением маршевого РПДТ Δt_{bk} РПДТ, характеризуется временем первого пассивного этапа полета.

7. Скорость полета на траектории важнее требований технического задания. На зачетной траектории полета определяют все расчетные показатели и характерные размеры двигателя.

8. Площади характерных сечений по тракту ИРПДТ, в частности площадь F_{bx} входа в СВУ, площади входа ($F_{bx,KD}$) и выхода (F_t) из камеры дожигания, площади критического (F_{kp}) и выходного (F_c) сечений сопла, площадь выходных сечений сопел ГГ и др.

9. Геометрические параметры (площадь миделя и удлинение

фюзеляжа; площадь, удлинение и сужение несущих и управляющих поверхностей) и аэродинамическая компоновка ракеты (нормальная схема, "утка" или "бесхвостка").

10. Составы стартового и маршевого топлив, которые напрямую влияют на энергетические показатели — массовую и объемную теплотворную способность, плотность ρ_t , стехиометрический коэффициент L_0 и др. Характеристики некоторых стартовых и маршевых топлив приведены в работе [6].

Предполагается, что существенное повышение эффективности ИРПДТ можно получить оптимизацией составов топлив с более высокими энергетическими показателями, но без снижения их эксплуатационных свойств (стабильности фазового состояния, сроков хранения и др.).

На предварительных этапах проектирования целесообразна одновременная оптимизация СУ, компоновки и геометрических параметров ракеты, так как ее внешний облик оказывает существенное влияние на аэродинамические и объемно-массовые показатели. На рис. 13 приведена блок-схема оптимизации технического облика СУ с ИРПДТ в системе ракеты при предварительном проектировании. Данный метод основывается на ММ системы ЛА—СУ и позволяет оптимизировать параметры самой ракеты и СУ (вектор переменных Π_i) по одному или нескольким критериям эффективности ($K\vartheta_j$), определяемым расчетом ЛТХ.

Модулем оптимизации, осуществляющим варьирование и поиск оптимальных параметров ($\Pi_{i,\text{оп}}$), может быть как внутренний блок, входящий в состав ММ, так и внешний вычислительный пакет.

При использовании ММ время расчета всех параметров СУ и ЛТХ ракеты составляет несколько минут. При оптимизации технического облика системы УР—СУ под заданные тактико-техниче-

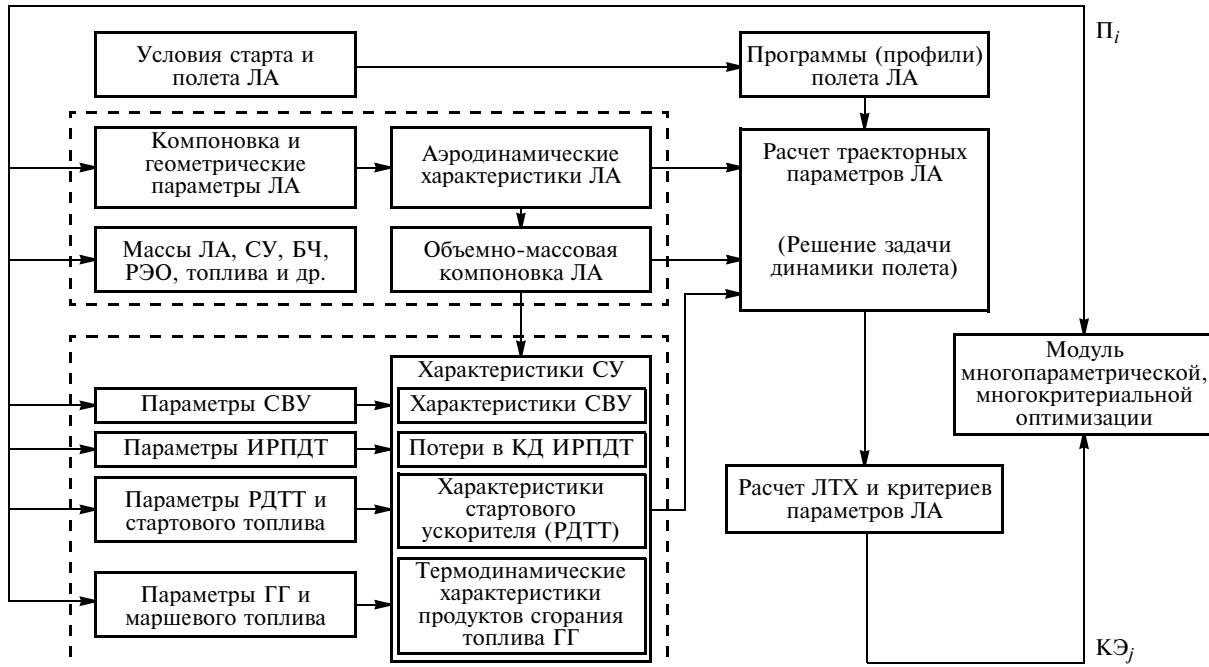


Рис. 13. Блок-схема оптимизации технического облика СУ с ИРПДТ

ские характеристики требуется расчет сотен вариантов. Даже с помощью быстродействующих ЭВМ для решения подобных задач необходимо несколько часов, а иногда и суток. Все зависит от числа оптимизируемых показателей и критериев эффективности, а в случае использования современных CFD-методов расчета течения газового потока — и еще больше. Поэтому одномерные инженерные ММ остаются востребованными, особенно на этапе поисковых исследований. Повышение достоверности результатов можно обеспечить использованием характеристик отдельных элементов СУ и аэродинамических характеристик ракеты, полученных более точными методами расчета и экспериментами. Конечная оценка эффективности СУ и ЛА подтверждается в ходе летных испытаний.

Таким образом, применение на управляемых ракетах различного назначения силовых установок с прямоточными (ПВРД) и ракетно-прямоточными (РПД) двигателями вместо РДТТ позволяет в 2–3 раза увеличить дальность полета при той же стартовой массе ракеты, что и с РДТТ.

С точки зрения массы конструкции и удельных показателей на управляемых ракетах целесообразно применение маршевых твердотопливных интегральных воздушно-реактивных двигателей (РПДТ и ПВРДТ с интегрированными стартовыми РДТТ).

Использование инженерных ММ рабочих процессов ИРПДТ повышает эффективность поисковых исследований и сокращает сроки проектирования СУ.

Значительное влияние на ЛТХ оказывают аэродинамические и объемно-массовые параметры ракеты, показатели стартового и маршевого топлив, характеристики СВУ и тягово-экономические показатели СУ с ИРПДТ, что требует многодисциплинарный подход к ММ системы ЛА—СУ.

Значительного повышения эффективности ракеты можно достичь многопараметрической оптимизацией параметров системы ЛА—СУ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. ОАО "Корпорация "Тактическое ракетное вооружение" // <http://ktrv.ru/production>.

2. Авиационная энциклопедия "Уголок неба" // http://www.airwar.ru/enc/weapon/avv_data.html.

3. Аэродинамика ракет / Под ред. М. Хемша, Дж. Нилсена. Пер. с англ. Кн. 2. М.: Мир, 1989. 512 с.

4. Романов А. Перспективы развития вооружения и военной техники ВВС зарубежных государств // Зарубежное военное обозрение. 2008. № 1. С. 43–51.

5. Ильин В. Зарубежные ракеты воздух—воздух // Арсенал: Военно-промышленное обозрение. 2008. № 2. С. 106–114.

6. Интегральные прямоточные воздушно-реактивные двигатели на твердых топливах. Основы теории и расчета / В. Н. Александров, В. М. Бычкевич, В. К. Верхоломов и др. Под ред. Л. С. Яновского. М.: Академкнига, 2006. 343 с.

7. Основы проектирования ракет класса "воздух—воздух" и авиационных катапультных установок для них / Под общей ред. В. А. Нестерова. М.: МАИ, 1999. 792 с.

8. Иностранные авиационные двигатели: Справочник ЦИАМ / Под ред. В. А. Скибина, В. И. Солонина. М.: Авиамир, 2005. 592 с.

9. Трусов Б. Г. Моделирование химических и фазовых равновесий при высоких температурах. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1995. 40 с.

В. И. БОГДАНОВ, А. К. ДОРМИДОНТОВ (РГАТУ им. П. А. Соловьева, г. Рыбинск), К. С. ПЬЯНКОВ, М. Н. ТОПОРКОВ (ЦИАМ им. П. И. Баранова, г. Москва), e-mail: akrai-ko@ciam.ru

Повышение лобовой тяги пульсирующего ВРД с многополостной камерой сгорания постоянного объема

Проведены расчетные исследования рабочего процесса пульсирующего воздушно-реактивного двигателя с многополостной камерой сгорания постоянного объема с использованием математической модели, которые показали высокие тяговые показатели, обеспечивающие сверхзвуковую скорость полета.

Ключевые слова: лобовая тяга, многополостная камера сгорания постоянного объема, волновой ротор внутреннего сгорания.

In the paper the computational studies of working process of a pulse jet engine with multi-cavernous combustion chamber of constant volume at use of a mathematical model have been carried out. The calculations have shown high traction performances, ensuring a supersonic airspeed.

Keywords: frontal traction, multi-cavernous combustion chamber of constant volume, wave rotor of internal combustion.

В ОАО "НПО "Сатурн" создана однополостная золотниковая камера сгорания постоянного объема (КСПО) (рис. 1) [1] для пульсирующего воздушно-реактивного двигателя (ПуВРД) с габаритно-массовыми характеристиками, соответствующими характеристикам малоразмерного турбореактивного двигателя (ТРД), но при этом себестоимость ПуВРД с КСПО значительно меньше. Основное назначение ПуВРД — беспилотные летательные аппараты (БЛА). Разработана одномерная математическая модель рабочего процесса данной КС [2], достоверность которой подтверждена экспериментами.

Для дальнейшего повышения лобовой тяги создан двигатель с многополостной КСПО с продольной (совпадающей с направлением полета ЛА) осью вращения золотника [3] (в однополостной КС ось вращения перпендикулярна направлению полета). В результате увеличения объема (длины) КС повышаются лобовая тяга при умеренной частоте вращения золотника. Увеличение частоты рабочих пульсаций, кратное числу полостей, позволит снизить вибонагрузки на конструкцию ЛА. Также появляется возможность организовать дежурный факел пламени на рабочих режимах.

Двигатель (рис. 2) состоит из входного устройства 1, электрогенератора 2, КС и выходного устройства 6. Камера сгорания включает в себя многополостной золотник 7 и корпус, состоящий из переднего 3 и заднего 5 стоечных узлов и кожуха 4. На торцах корпуса выполнены пламеперебрасывающие каналы 9 и 10 для формирования дежур-

ного факела пламени. В корпусе также установлены топливная форсунка 8 и пиросвеча 12.

Работает двигатель следующим образом. При вращении золотника 7 через входное устройство 1 одна из полостей наполняется атмосферным воздухом вследствие перепада давлений, создаваемого на запуске в результате компрессорного "эффекта" (входные участки радиальных стенок работают как лопатки компрессора), а при полете — в основном динамическим напором. Затем при повороте золотника заполненная воздухом полость перекрывается торцевыми стенками и через форсунку 8 осуществляется впрыск топлива. Образовавшаяся топливовоздушная смесь (ТВС) воспламеняется от пиросвечи 12 и сгорает в замкнутом объеме с повышением давления. Пиросвеча 12 установлена в корпус таким образом, что выходящие из нее пороховые

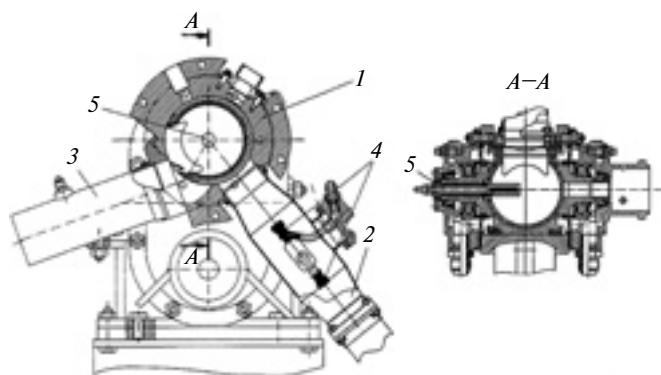


Рис. 1. Однополостная КСПО с подачей топлива во входной патрубок:
1 — КС; 2 и 3 — входной и выходной патрубки; 4 — центробежные топливные форсунки; 5 — свеча зажигания

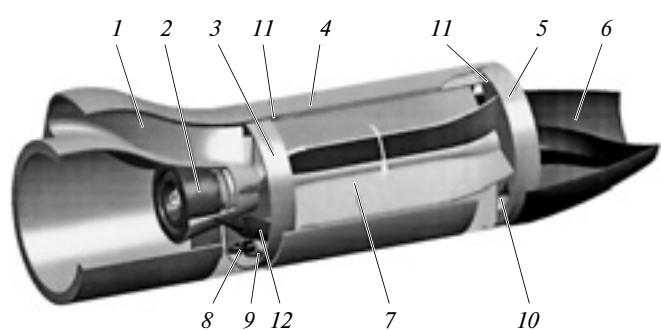


Рис. 2. Компоновочная схема КС с продольным золотником в составе ПуВРД:
1 и 6 — входное и выходное устройства; 2 — электрогенератор; 3 и 5 — передний и задний стоечные узлы; 4 — кожух; 7 — продольный золотник с рабочими полостями; 8 — топливная форсунка; 9 и 10 — пламеперебрасывающие каналы; 11 — лабиринтные уплотнения; 12 — пиросвеча

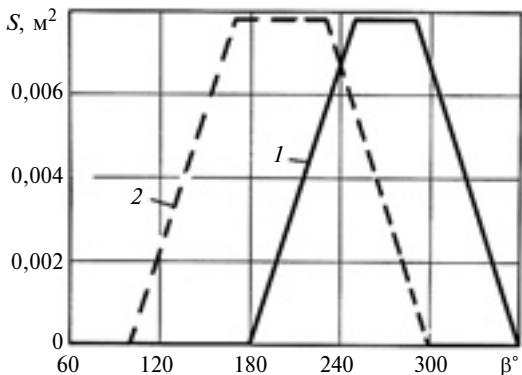


Рис. 3. Зависимости изменения площадей S проходных сечений от угла β поворота пятиполостного золотника для входного (1) и выходного (2) окон

газы направлены под углом к радиальным стенкам золотника для одновременной его раскрутки и воспламенения ТВС во время запуска двигателя. На основных режимах работы воспламенение ТВС происходит в результате комплексного воздействия горячих (≈ 750 °C) стенок золотника и дежурного факела пламени (продукты сгорания, заполняющие каналы 9 и 10). Далее при вращении золотника 7 через выходное устройство 6 происходит истечение продуктов сгорания, создается реактивная тяга и происходит самовращение золотника, обусловленное спрофилированными выходными участками стенок, которые работают как лопатки турбины. В результате сообщения полости с входным (1) и выходным (6) устройствами осуществляется ее продувка и наполнение свежим зарядом воздуха. В каждой полости последовательно происходят процессы: наполнение, воспламенение, сгорание, истечение и продувка.

Для расчетов многополостной КСПО (в данном случае пятиполостной) использовали уточненную математическую модель [2] при условиях и допущениях:

- 1) начало отсчета рабочего цикла — момент воспламенения ТВС в одной из полостей;
- 2) полости в золотнике считаются прямолинейными (не учитывается изгиб входных и выходных участков);
- 3) наружный диаметр корпуса КС составляет 250 мм, рабочий объем — 15 550 см³ (т. е. объем одной полости $V_p = 3110$ см³);
- 4) коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,3$; КСПО может работать при температуре сгорания $T_z \approx 2300$ К вследствие ее кратковременного воздействия и холодной продувки.
- 5) время задержки воспламенения (выбиралось из диапазона 0÷0,004 с [2]) с учетом высокой температуры стенок и наличия дежурного факела принято $\tau = 0,0005$ с.

6) динамика изменения параметров рабочего процесса при сгорании определялась по уравнению И. И. Вибе с коэффициентами $C = -6,8$ (по исследованиям в МГТУ им. Баумана) и $m = 0,3$. Последний принят ввиду следующего. В уравнении выгорания Вибе коэффициент m сгорания зависит от такого фактора, как вид зажигания [4]. В двигателях с искровым зажиганием с увеличением мощности искры (или другого источника воспламенения) m уменьшается [5]. Малые значения ($m = 0\div0,7$) [4, 5], наблюдаемые в дизелях, означают бурное развитие процесса сгорания в самом начале, что влечет за собой стремительное нарастание давления газов. Можно предположить, что процесс сгорания в пятиполостной КС с воспламенением от факела близок аналогичным процессам в дизеле, поэтому принимаем значение $m = 0,3$.

Для расчета процесса сгорания использовали дифференциальное уравнение первого закона термодинамики, которое решали совместно с уравнением состояния идеального газа. Процесс газообмена описывается уравнениями для открытой термодинамической системы: дифференциальными уравнениями сохранения энергии и массы и уравнением состояния идеальной газовой смеси.

Для определения расхода газов через входное и выходное окна задавали изменения площадей проходных сечений от угла поворота золотника (рис. 3).

С помощью уточненной физико-математической модели для определения параметров рабочего цикла в одной из полостей за один оборот золотника выполнен вычислительный эксперимент. Основными параметрами, характеризующими совершенство КС, являются максимальные давление и температура сгорания, которые в комплексе определяют качество процессов истечения, продувки и наполнения.

На рис. 4 представлены зависимости давления и температуры от угла поворота золотника для трех режимов полета: число Maxa $M = 0,4; 0,8; 1,5$ и высоты $H = 0$ при частоте вращения золотника $n = 6100$ мин⁻¹.

Зависимости коэффициентов продувки (η_p), наполнения (η_n) и остаточных газов (γ) от M при $H = 0$ представлены на рис. 5.

Очевидно, что увеличение числа M приводит к увеличению перепада давлений в КС. Увеличение перепада давлений улучшает показатели рабочего процесса в КС: повышается максимальное давление, уменьшается количество остаточных газов, улучшается наполняемость камеры.

По окончании расчета основных показателей пятиполостной КСПО: давления и температуры сгорания, коэффициентов наполнения и продувки, количества остаточных газов, функции выгорания,

рассчитывали среднее (по импульсу) значение скорости истечения газов из выходного устройства [6]:

$$c_{\text{ис}} = 2,83 \sqrt{T_z^* \left(\frac{1}{\pi_z} \right)^{1.75}} (\pi_z^{0.25} - 1)^{1.5} \times \\ \times (15\pi_z^{0.5} + 12\pi_z^{0.25} + 8)\varphi,$$

где T_z^* — температура газа, К; $\pi_z = p_z^*/p_c$ — степень начального понижения давления в сопле; $\varphi = 0,95$ — коэффициент скорости.

Определим удельную тягу:

$$R_{\text{уд}} = (1 + q_t)c_{\text{ис}} - v_{\text{п}},$$

где $q_t = 1/(L_0\alpha)$ — относительный расход топлива (L_0 — стехиометрический коэффициент; α — коэффициент избытка воздуха); $v_{\text{п}}$ — скорость полета.

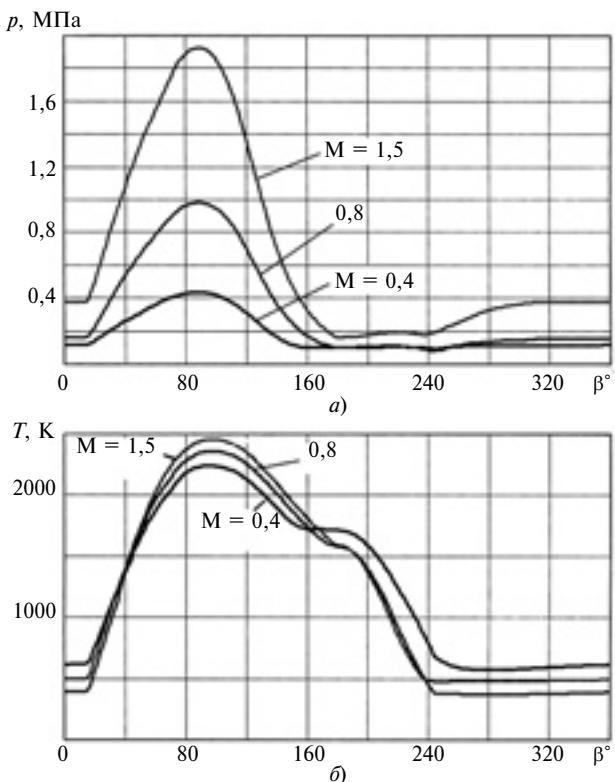


Рис. 4. Зависимости изменения давления p (а) и температуры T (б) от угла β поворота золотника при разных числах М

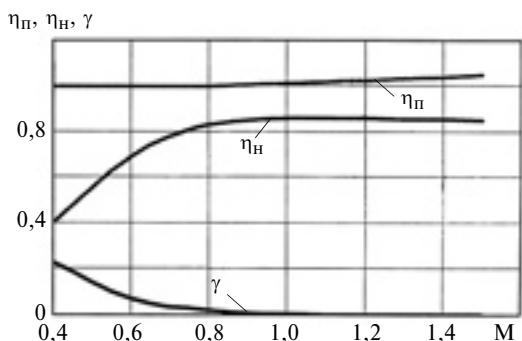


Рис. 5. Зависимости изменения коэффициентов $\eta_{\text{п}}$, $\eta_{\text{н}}$ и γ от числа М ($H = 0$)

Найдем удельный расход топлива: $C_{\text{уд}} = \frac{3600q_t}{R_{\text{уд}}}.$

Зная объем камеры сгорания, давление и температуру воздуха на входе, а также коэффициенты наполнения и продувки, рассчитаем расход воздуха через КС:

$$G_{\text{в}} = \eta_{\text{н}} \frac{p_{\text{в}}^* V_{\text{п}}}{R T_{\text{в}}^*} f_{\text{р.п}},$$

где $p_{\text{в}}^*$ — давление на входе в КС; $T_{\text{в}}^*$ — температура на входе в КС, К; $f_{\text{р.п}}$ — частота рабочих пульсаций, с^{-1} .

Определим тягу, созданную ПуВРД: $R = G_{\text{в}} R_{\text{уд}}.$

На рис. 6 представлены зависимости удельной тяги $R_{\text{уд}}$, удельного расхода топлива $C_{\text{уд}}$ и тяги R ПуВРД от числа М, анализ которых показал:

1) удельная тяга ПуВРД в отличие от тяги ТРД при $M > 0,7$ не уменьшается;

2) при сверхзвуковых скоростях полета экономичность ПуВРД приближается к экономичности форсажного режима ТРДФ;

3) с увеличением М наблюдается слабое влияние входного импульса на тягу (в отличие от ТРД).

Хорошие показатели обусловлены высокой температурой газа и процессом сгорания топлива при постоянном объеме.

Для данной компоновочной схемы был выполнен предварительный расчет в 3D с использованием современных численных методов. Для всех случаев входное устройство (воздухозаборник) считалось идеальным; рабочие полости — каналы ротора — прямолинейными и ориентированными по оси ротора. Входной канал от воздухозаборника профилировался таким образом, чтобы суммарный крутящий момент на роторе был близок к нулю.

Расчет выполняли при окружной скорости 80 м/с ($n = 6100 \text{ мин}^{-1}$), $\alpha \approx 1,3$; $M = 0,8$, $H = 0$. На рис. 7 (см. обложку) представлены поля распределения давления p , температуры T и числа Maxa. Расчетная лобовая тяга с учетом трения, перетекания и теплоотвода в волновом роторе составила 33,6 кН/м². При $\alpha \approx 1,3$ на режимах $M = 0,25$ и $1,5$ ($H = 0$) получена лобовая тяга 16,5 и 65 кН/м² соответственно. Для сравнения, у малоразмерных ТРД ТД100А и МД120 (близких ПуВРД) лобовая тяга ≈ 20 кН/м² и с увеличением скорости она уменьшается. Результаты вычислительных экспериментов по лобовой тяге, выполненных в квазистационарной и трехмерной постановках, приведены на рис. 8.

В перспективе намечена газодинамическая настройка системы "входное устройство—КС—выходное устройство" и оптимизация выходного устройства для эффективного присоединения дополнительной массы, что должно значительно улучшить тяговые характеристики ПуВРД.

Разработки силовых установок подобной конструкции, называемых волновыми роторами внутреннего сгорания, ведутся в Исследовательском центре Гленна НАСА (США); изучается возможность их применения в составе ГТД [7] (рис. 9).

В волновом роторе посредством газодинамических волн происходит передача энергии от одного рабочего тела (поступающего из КС) к другому (поступающему из КВД). Принцип работы аналогичен работе волнового обменника давления Comprex [8]. На рис. 10 (см. обложку) представлены результаты

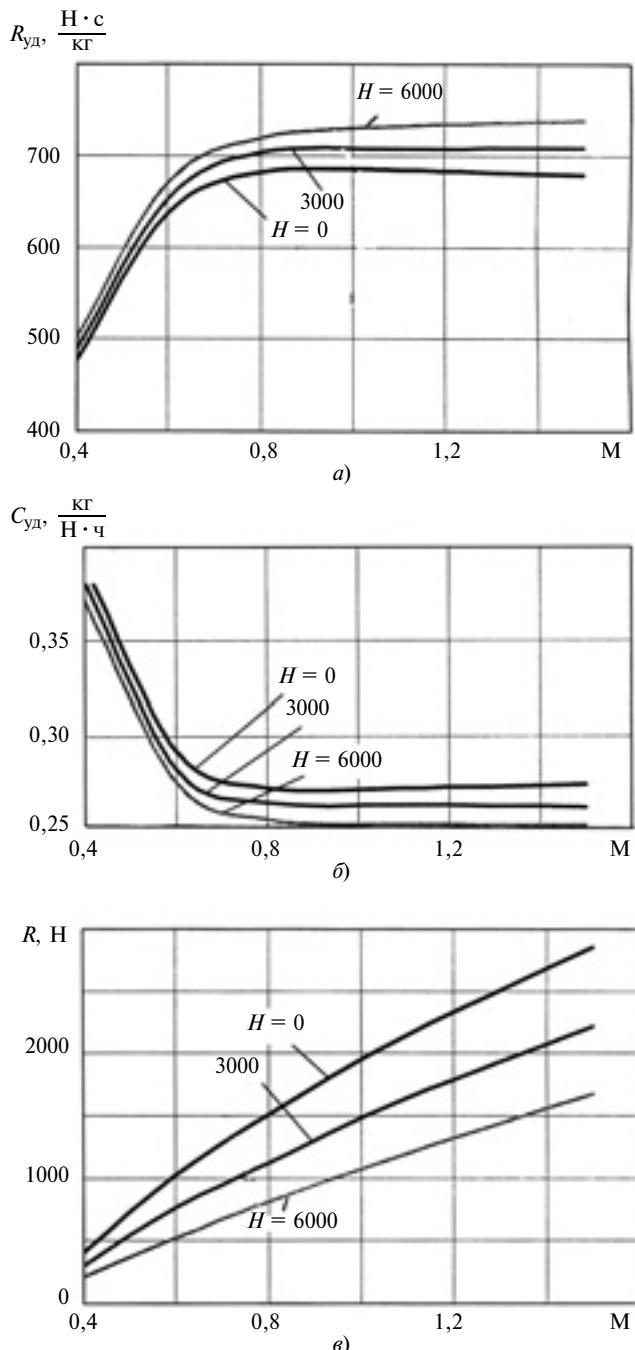


Рис. 6. Зависимости изменения удельной тяги $R_{уд}$ (а), удельного расхода топлива $C_{уд}$ (б) и тяги R (в) от числа M при разных H

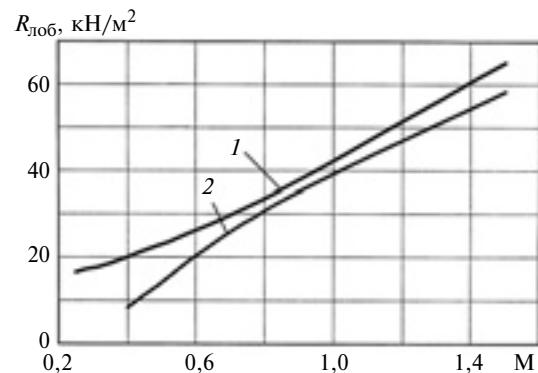


Рис. 8. Расчетные зависимости изменения лобовой тяги $R_{лоб}$ от числа M ($H = 0$) (1 — в 3Д; 2 — в квазистационарной постановке)

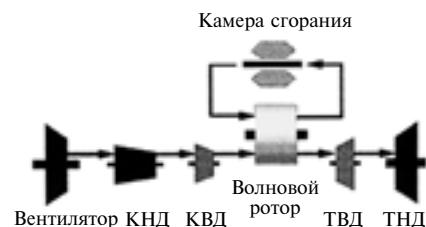


Рис. 9. Схема ГТД с волновым ротором:
КНД — компрессор низкого давления; КВД — компрессор высокого давления; ТВД — турбина высокого давления; ТНД — турбина низкого давления

численного моделирования рабочего процесса в волновом роторе [7]. Данная модель соответствует работе отдельного канала, последовательно сообщающегося с подводящими и отводящими патрубками, и базируется на предположении об одномерном нестационарном идеальном газовом потоке. Взаимодействие между каналами не учитывается. Рассматривается возможность реализации процесса сгорания, в том числе и детонационного [9], непосредственно в каналах волнового ротора, что позволит исключить в конструкции выносную камеру сгорания.

Таким образом, исследования подтвердили высокие лобовую и удельную тяги ПуВРД с многополостной КСПО, имеющего более простую конструкцию, чем ТРД, для до- и сверхзвуковых БЛА. По предварительной оценке на режиме $M = 0,8$ и $H = 0$ данный ПуВРД может обеспечить в 1,5 раза большую лобовую тягу (не менее 30 kN/m^2) по сравнению с малоразмерными ТРД, при этом $R_{уд} = 680 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{kg}$. Для режима $M = 1,5$ и $H = 0$ получены расчетные значения: $R_{лоб} \approx 60 \text{ kN/m}^2$, $R_{уд} = 680 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{kg}$. При этом экономичность двигателя близка к экономичности ТРДФ на форсажных режимах.

Кроме того, исследования, проводимые в НАСА по волновым роторам внутреннего сгорания, близкие по конструкции к многополостной КСПО, подтверждают актуальность данной работы.

Цикл статей

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

УДК 621.891

П. И. МАЛЕНКО, канд. техн. наук, А. Ю. ЛЕОНОВ (ТулГУ, г. Тула), e-mail: malenko@tsu.tula.ru

Частотно-временной анализ и исследование динамики температурных и упругих колебаний на дискретных множественных субшероховатых контактах при трении скольжения со смазочным материалом

Исследовано стохастическое температурное поле на множественных субшероховатых контактах при трении скольжения со смазочным материалом. Для определения условий резонансного и кооперативного механизмов диффузии выполнен вейвлет-анализ температурного процесса, позволивший установить отсутствие хаоса в системе.

Ключевые слова: субшероховатость, термоциклизм, вейвлет-преобразование, спектральное разложение Фурье, стохастические характеристики, динамический процесс.

A stochastic temperature field on multiple subrough contacts at friction with the lubricant has been investigated. To determine the conditions of resonant and cooperative diffusion mechanisms the wavelet analysis of the temperature process, allowed to establish the absence of chaos in the system, has been carried out.

Keywords: sub-roughness, thermo-cycling, the wavelet-transform, spectral Fourier decomposition, stochastic characteristics, a dynamic process.

При трении под действием приложенной нагрузки на субшероховатых поверхностях образуются площадки контакта. В работе [1] приведены результаты моделирования температурных процессов на данных контактах. Длину контакта принимали

$\bar{d}_c = 100$ нм — среднеарифметическое значение по профилограмме, полученной на атомно-силовом микроскопе (АСМ). Реальные площадки контактов имеют различные размеры и располагаются на поверхности трения случайным образом. В соответствии с принятой в работе [2] терминологией представим подобную совокупность площадок как дискретные множественные субшероховатые контакты. Значения длин d_c дискретных множественных субшероховатых контактов получены измерением на профилограммах, в результате чего сформирован ряд из $N = 100$ значений ($d_c = 43 \div 172$ нм).

Полученный массив значений d_c по специальной методике был внесен в программу моделирования температур на контактах [2] с уменьшением размеров в программе в 100 раз.

В процессе трения на субшероховатых контактах возникают температуры T_c , образующие температурное поле, которое распространяется в глубь приповерхностного слоя и затем трансформируется в поле температур T_b вспышки.

В результате моделирования получены зависимости изменения температур $T_c(\tau)$, отображающие термоциклирование на субшероховатостях (рис. 1). Зависимость $T_c(\tau)$ представляет собой случайную



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

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Богданов В. И., Кузнецов С. П. Результаты экспериментальной отработки золотниковой камеры сгорания постоянного объема / Вестник СГАУ им. С. П. Королева. 2011. № 2. С. 122–130.
2. Богданов В. И., Кутырев Д. В. Физико-математическая модель рабочих процессов золотниковой камеры сгорания постоянного объема // ИФЖ. 2003. Т. 16. № 5. С. 71–75.
3. Пат. 2440501 Рос. Федерации: МПК⁸ F 02 C5/02. Камера сгорания реактивного двигателя.
4. Вибе И. И. Новое о рабочем цикле двигателей (скорость сгорания и рабочий цикл двигателя). М.: Свердловск: Машгиз, 1962. 272 с.

5. Шароглазов Б. А., Фарафонтов М. Ф., Клементьев В. В. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов. Челябинск: ЮУрГУ, 2004. 344 с.

6. Кудрин О. И. Пульсирующие реактивное сопло с присоединением дополнительной массы // Межвуз. сб. науч. тр. МАИ. М.: МАИ, 1958. Вып. 97.

7. Wave rotor topping cycles for gas turbine engines. NASA Glenn Research Center / <http://www.grc.nasa.gov>.

8. Круглов М. Г., Меднов А. А. Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1988. 360 с.

9. Pat. 6460342 United States, Int. Cl.⁷ F 02 G3/00. Wave rotor detonation engine.

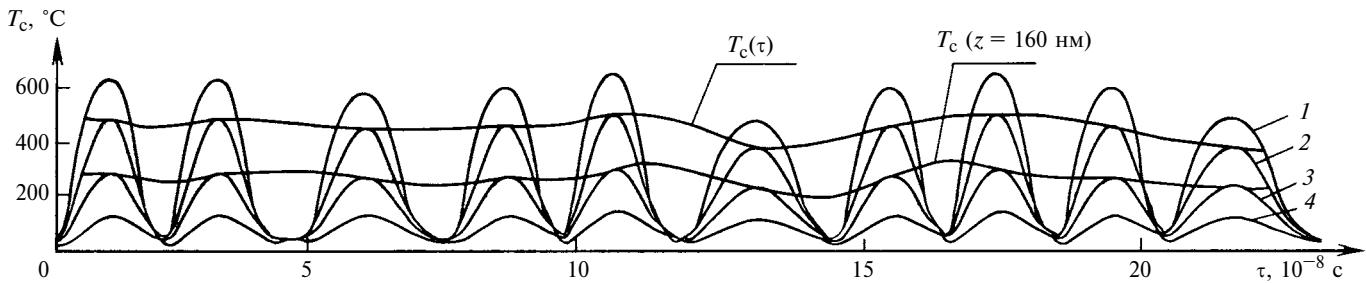


Рис. 1. Зависимости изменения температурных полей при трении субшероховатых поверхностей от времени τ контактирования и глубины z расположения ($v_{\text{тр}} = 5 \text{ м/с}$):

1 и 2 — для смазочного материала и субшероховатости; 3 и 4 — на глубине соответственно $z = 160$ и 400 нм

функцию со свойствами стационарности и эргодичности. Для получения обобщающих характеристик подобного температурного процесса, как правило, применяют спектральное преобразование Фурье [2]. Однако при этом используют длинные синусоидальные волны, не учитывающие тонкости температурного процесса (резкие изменения амплитуд и частот колебаний, наличие разрывов, уступов и т. д.). Применение оконного преобразования Фурье увеличивает объем вычислений и зачастую не обеспечивает должной точности расчетов.

В последние годы для обработки сигналов применяют вейвлет-преобразования [3]. Вейвлеты — функции в виде коротких волн (всплесков) с нулевым интегральным значением и локализацией по оси переменной (x или τ), способные к сдвигу по этой оси и масштабированию (растяжению-сжатию). Вейвлет-преобразования — частотно-временные, т. е. исследуется изменение частот по времени и не рассматривается изменение амплитуд сигналов.

Для практического использования вейвлет-преобразований разработана компьютерная програм-

ма Matlab, включающая в себя графический интерфейс Matlab Wavelet Toolbox [4, 5].

Исследуемый сигнал можно ввести в систему Matlab посредством графического интерфейса и представить в виде кусочно-линейной функции табличным способом. Для функции $T_c(\tau)$ (см. рис. 1) выбран табличный способ, при этом интервал дискретности по времени $\Delta\tau = 1,5 \cdot 10^{-10} \text{ с}$, в результате чего число отсчетов в табличном представлении составило $N = 512$.

Результаты моделирования и их анализ

Для ввода, обработки и анализа табличной информации использовали графический интерфейс пакета System Identification [6]. В режиме командной строки данные из Excel импортировали в Matlab. Предварительная обработка исходных данных заключалась в исключении постоянной составляющей. В результате получена функция нового сигнала, отличающаяся от исходной отсутствием постоянной составляющей (рис. 2, a). Далее выполняли выбор диапазона (операция Select Rang). В резуль-

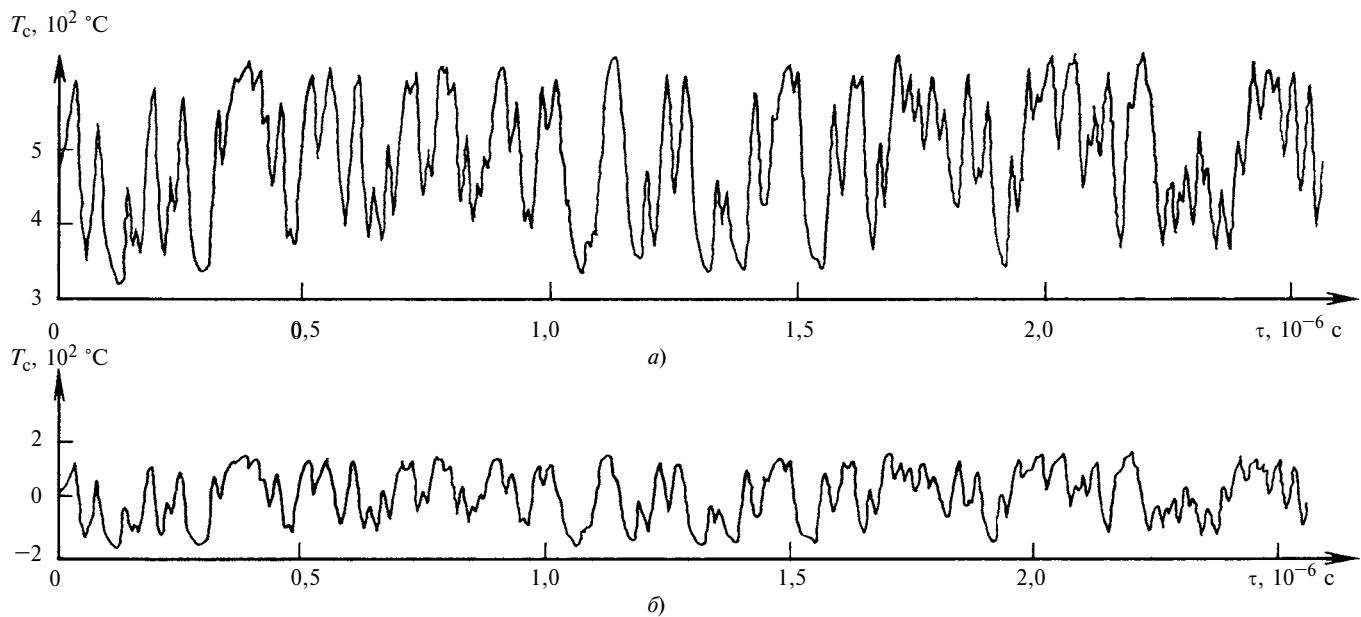


Рис. 2. Результаты представления исходной информации:
а — временная диаграмма температурного процесса; б — модель

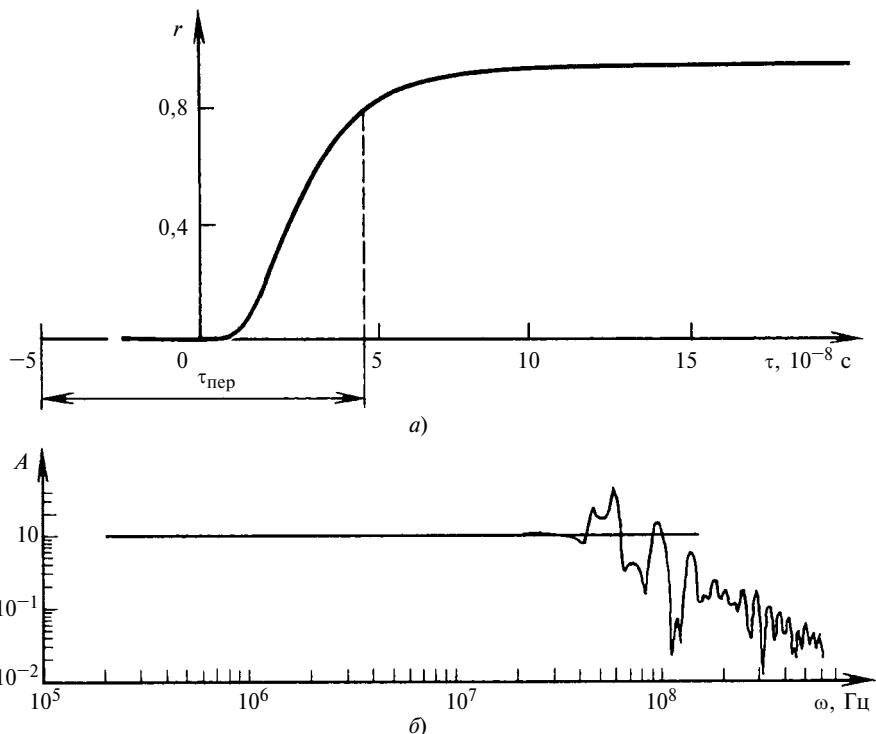


Рис. 3. Оценка выбранной модели корреляционным (а) и спектральным (б) методами

тате получена функция процесса с нулевым средним (рис. 2, б), представляющая собой модель процесса. Оценку полученной модели, как правило, выполняют нахождением функции процесса, определяющей его длину и время перехода к стационарному состоянию. Так как переходную функцию оценивали корреляционным методом, то стационарность модели достигнута при коэффициенте корреляции $r \rightarrow 1$, которому соответствует выбранная частота $\Delta\tau$ дискретности (рис. 3, а). Другой метод оценки — частотная характеристика модели, найденная спектральным методом (рис. 3, б). Частотная характеристика стабилизирует амплитуду сигнала ($A = 10$) в интервале частот, соответствующих степени дискретности.

Как уже отмечалось, вейвлет-анализ позволяет определить только частотно-временные характеристики процесса (исключение составляет трехмерное изображение). Для получения амплитудно-временной модуляции процесса используем быстрое преобразование Фурье, результаты которого представлены на рис. 4. Амплитудная временная модуляция определяется изменением коэффициента $f_{\text{тр}}$ трения на площадках контакта [7]:

$$T_c(\tau) = \frac{1}{2\sqrt{\pi}} \sigma v \frac{f_{\text{тр}}}{\lambda_{\text{ж}}} \sqrt{a_{\text{ж}} \tau}, \quad (1)$$

где

$$f_{\text{тр}} = \frac{3}{8} \frac{\eta}{h} \frac{v_{\text{тр}}}{\sigma}; \quad (2)$$

σ и $v_{\text{тр}}$ — соответственно давление и скорость трения; h — толщина слоя смазочного материала; $\lambda_{\text{ж}}$ и $a_{\text{ж}}$ — коэффициенты соответственно тепло- и температуропроводности смазочного материала.

Тогда

$$T_c(\tau) = \frac{3}{16\sqrt{\pi}} \sqrt{\frac{a_{\text{ж}} \tau}{\lambda_{\text{ж}}}} \frac{\eta}{h} v^2. \quad (3)$$

Таким образом, амплитудно-частотная модуляция вызвана изменениями $f_{\text{тр}}$ и в конечном счете коэффициента η динамической вязкости.

Переходя непосредственно к вейвлет-анализу, отметим, что в данной статье рассматриваются два вида вейвлет-преобразований: дискретное (ДВП) и непрерывное (НВП). Дискретность ДВП перестает играть огрубляющую роль, если число отсчетов достаточно большое ($N = 512$). Выбор материнского вейвлета зависит от характера поставленных задач, который определен в работе [1]:

необходимо оценить влияние амплитудно-частотной модуляции анализируемого температурного процесса на тепловые колебания атомов в кристаллической решетке;

полученная оценка должна позволить установить механизмы ускоренной диффузии атомов к поверхности трения, которая определяет фазовый состав вторичных структур, образующихся на этой поверхности.

Предположим, что в случае совпадения частот колебаний температурного поля и атомов в кри-

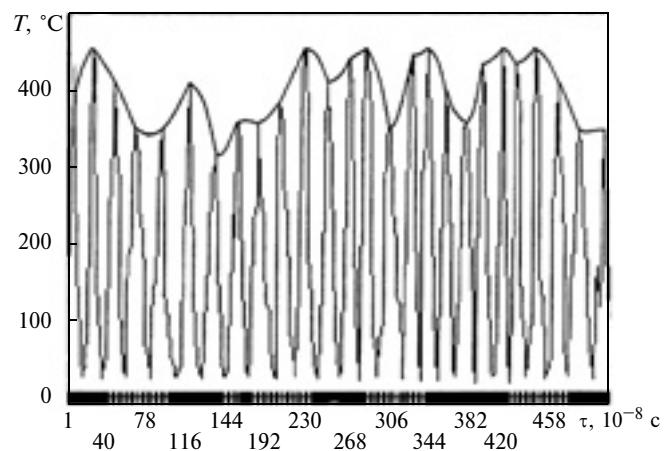


Рис. 4. Результаты быстрого преобразования Фурье температур T_c ($v = 5$ м/с)

сталлической решетке возможен резонансный механизм диффузии атомов к поверхности трения. При несовпадении частот диффузионный процесс будет носить кооперативный характер. Это означает, что в результате синтеза различных (восемь) механизмов диффузии данные механизмы имеют место и начинают действовать одновременно с различными результатами по диффузии.

В связи с этим центральная частота выбранного вейвлета на первом уровне разложения должна примерно равняться частоте колебаний атомов в кристаллической решетке. Учитывая высокочастотный характер температурных колебаний, для ДВП использовали вейвлет Добеши, который из всех вейвлетов, встроенных в Matlab, имеет максимальную центральную частоту $Fr = 0,7143$ Гц. Для НВП применяли вейвлет Морле с центральной частотой $Fr = 0,8125$ Гц.

Суть одномерного дискретного анализа заключается в нахождении аппроксимирующего a и детализирующих d_i разложений исходного сигнала. Аппроксимирующее разложение в наибольшей степени огрубляет исходный сигнал, но позволяет дать общую оценку. Детализирующие разложения обеспечивают более точные оценки исходного сигнала на разных частотах. Определим частоты. Так как степень дискретности сигнала $\Delta t = 0,156 \cdot 10^{-10}$ с, то общее число отсчетов за 1 с составляет $6,4 \cdot 10^9$, откуда центральная частота для первого разложения вейвлета Добеши d_1 составит $Fr_1 = 0,7143 \cdot 6,4 \cdot 10^9 = 4,57 \cdot 10^9$ Гц (рис. 5, см. обложку). Для других разложений центральные частоты составят 10^8 Гц: $Fr_2 = 22,8$; $Fr_3 = 11,4$; $Fr_4 = 5,7$; $Fr_5 = 2,85$. Диапазон частот $\omega = (2,85 \div 64)10^8$ Гц должен охватывать частоты температурных колебаний T_c . Средние значения частот колебаний T_c приведены в работе [1] и составляют при разной скорости трения: $\omega = 0,17 \cdot 10^8$ Гц при $v_{tp} = 1$ м/с; $\omega = 0,87 \cdot 10^8$ Гц при $v_{tp} = 5$ м/с; $\omega = 1,74 \cdot 10^8$ Гц при $v_{tp} = 10$ м/с.

В то же время согласно модели М. Борна частоты колебаний атомов в кристаллической решетке $\omega = (5 \div 8)10^9$ Гц, т. е. предпосылки резонансного механизма отсутствуют, если процесс переноса теплоты трактовать как закон Фурье:

$$q = -\lambda \frac{dT}{dx}, \quad (4)$$

где q — плотность теплового потока; λ — коэффициент теплопроводности; $\frac{dT}{dx}$ — градиент температур.

Однако выражение (4) применимо в целом для небольших температурных градиентов, так как представляет собой первую степень разложения для плотности теплового потока. В данном случае температурные градиенты велики (см. рис. 1), поэтому необходима нетривиальная трактовка про-

цесса переноса теплоты, которая приведена в работе [8].

Согласно предложенной концепции переносчиком тепловой энергии в металле кроме электронов и примесных атомов являются звуковые волны. Основанием для этого служат известные результаты исследований колебаний линейной атомной цепочки: частота колебаний атомов в цепочке определяет скорость звука в кристалле. При распространении звуковой волны возникает градиент температуры:

$$\frac{dT}{dx} \sim \left(\frac{v_{3B}}{\omega} \right)^2 \xi T, \quad (5)$$

где v_{3B} — скорость звука в металле; ω — частота колебаний атомов в звуковой волне; ξ — амплитуда колебаний атомов в звуковой волне; T — температура, К.

Зависимость (5) подтверждает предложенную трактовку переноса теплоты звуковой волной. Скорость звука для продольной волны $v_{||} = 5 \cdot 10^3$ м/с, поперечной $v_{\perp} = 2,3 \div 10^3$ м/с. Для определения частот колебаний атомов в продольной $\omega_{||}$ и поперечной ω_{\perp} волнах используют зависимость

$$\omega = \frac{v_{3B}}{\lambda}. \quad (6)$$

Здесь λ — длина звуковой (тепловой) волны [1]:

$$\lambda = 2\sqrt{aP}, \quad (7)$$

где $a = 10^{-5}$ м²/с — коэффициент температуропроводности; $P = \frac{d_c}{v_{tp}}$ — период тепловых колебаний.

Результаты расчетов частот продольных и поперечных колебаний звуковой волны приведены в табл. 1.

Собственные частоты колебаний разных атомов в кристаллической решетке можно определить различными способами. Максимальную частоту определяем по формуле

$$\omega_0 \sim \sqrt{\frac{c}{M}}, \quad (8)$$

где c — жесткость кристаллической решетки; M — масса атома.

Таблица 1
Значения частот звуковых колебаний в зависимости от скорости трения ($d_c = 43 \div 142$ нм)

| | 1 | 5 | 10 |
|--|-----------------|------------------|------------------|
| Скорость трения v_{tp} , м/с | | | |
| Длина продольной волны $\lambda_{ }$, 10^7 м | 134 \div 26,8 | 6 \div 12 | 4,45 \div 9,9 |
| Частота продольных колебаний $\omega_{ }$, 10^{-9} Гц | 3,7 \div 7,4 | 4,17 \div 8,34 | 4,83 \div 11,1 |
| Частота поперечных колебаний ω_{\perp} , 10^{-9} Гц | 1,7 \div 3,4 | 1,92 \div 3,84 | 2,22 \div 5,16 |

Таблица 2

Максимальные частоты колебаний атомов в решетке

| Элемент <i>c</i> , г/см | Fe- α | Fe- γ | Fe- ε | Mo | Si | S | P |
|----------------------------|--------------|--------------|-------------------|------|-------|-------|-------|
| $M, 10^{-22}$ г | 0,115 | 0,114 | 0,12 | 0,1 | 0,106 | 0,064 | 0,112 |
| $\omega_0, 10^{-10}$ Гц | 0,93 | 0,93 | 0,93 | 1,57 | 0,946 | 0,53 | 0,514 |
| | 1,13 | 1,14 | 1,15 | 0,86 | 2,4 | 0,13 | 0,23 |

Таблица 3

Частоты парных колебаний атомов в решетке
(по Борну—Карману)

| Решетка $\omega_0,$ 10^{-9} Гц | Fe- α -Fe- α | Fe- γ -Fe- γ | Fe-Mo | Fe-Si | Fe-S | Fe-P |
|--|----------------------------|----------------------------|-------|-------|------|------|
| | 4,89 | 4,89 | 3,61 | 6,74 | 4,97 | 6,61 |

При мечание. Элементный состав вторичных структур поверхностного слоя соответствует стали 25Х3М3НБЦА [1].

Однако атомы в решетке находятся, по крайней мере, в парном взаимодействии (ближний порядок), что оказывает влияние на собственные частоты колебаний атомов. Для определения частот парных колебаний использовали модель Борна—Кармана [9], описывающую колебания атомов в одномерной цепочке. Результаты расчетов приведены в табл. 2 и 3. Анализ расчетов для частот колебаний звуковой волны и парных колебаний атомов в кристаллической решетке подтверждает возможность возникновения резонансного диффузионного механизма.

Дискретное одномерное вейвлет-преобразование (см. рис. 5 на обложке) раскрывает особенности звуковых тепловых колебаний, в том числе и возможной хаотичности на высоких частотах (d_1 и d_2).

Непрерывное вейвлет-преобразование в виде спектрограммы сигнала представлено на рис. 6 (см. обложку), где по оси ординат — параметр $a = 1/\omega$, т. е. величина, обратная частоте колебаний сигнала. Центральная частота используемого вейвлета Морле, применяемого для первого уровня разложения (когда масштабный коэффициент $a = 1$) составляет $Fr = 5,2 \cdot 10^9$ Гц. Значение $a = 200$ обеспечивает частоту просмотра до $2,6 \cdot 10^7$ Гц. Таким образом, если $a = 1/200$, то вейвлет-коэффициенты будут отображать свойства сигнала в частотах от $2,6 \cdot 10^7$ до $5,2 \cdot 10^9$ Гц.

Визуализация спектрограммы показывает, что спектр частот хорошо локализован. Сгущение темных зон соответствует впадине сигнала, а светлые зоны — вершинам, яркая горизонтальная полоса — чистым гармоническим колебаниям, наклонные или вертикальные полосы — нарушениям гладкости, выходящим из точки нахождения данной особенности. Из анализа спектрограммы, представленной на рис. 6, следует, что высокочастотная компонента ($\omega \sim 10^9$ Гц) сосредоточила в себе все характеристики сигнала, связанные с его особенно-

стями как динамической системы (внутренней динамики). В низкочастотных компонентах ($\omega \sim 10^7$ Гц) проявляются признаки периодических составляющих сигнала. Отметим, что низкочастотная компонента отражает особенности процесса для температуры вспышки T_b , что косвенно подтверждает трансформацию T_c в T_b .

Структура сигнала на больших частотах — дробная (фрактальная) и для ее исследования необходимы методы стохастического анализа.

Фрактал — множество с нецелой размерностью. Для стохастического анализа по имеющимся одномерным данным (в нашем случае — временной температурный ряд с $N = 512$ отсчетов) можно построить динамическую систему в многомерном фазовом пространстве, для которого наблюдаемая переменная будет одной из координат. В стохастический анализ входят два понятия — неустойчивость системы и аттрактор. Присутствие неустойчивости создает возможность соединить, казалось бы, несогласимые понятия — динамическую природу системы, т. е. предсказуемость, и хаос, т. е. непредсказуемость. Аттрактор — множество точек в фазовом пространстве диссипативной системы, посещаемых в установившемся режиме, т. е. при отсутствии неустойчивости. Для восстановления аттрактора из вейвлет-коэффициентов используют такие характеристики, как фрактальная размерность, показатель Херста, корреляционная размерность и размерность фазового пространства. Для определения данных характеристик использовали программу Fractan [10]:

Стохастические характеристики компонент температуры

| | |
|---|--------|
| Показатель Херста | 0,8399 |
| Фрактальная размерность | 1,1501 |
| Корреляционная размерность | 0,493 |
| Размерность фазового пространства | 2 |

Из приведенных показателей основной интерес представляет размерность n фазового пространства, в которое можно вложить исследуемый ряд значений в виде динамической системы — странного аттрактора, используемого для идентификации существенно нелинейных динамических систем, в которых при определенных условиях может возникнуть хаос, ассоциирующийся с наличием в фазовом пространстве странных аттракторов. Можно однозначно утверждать, что при $n < 3$ хаос не возникает [11]. При $n \geq 3$ наличие странного аттрактора обязательно и в этих случаях при анализе динамических режимов используется спектр ляпуновских показателей устойчивости.

Применительно к рассматриваемой задаче — возможность возникновения резонансного механизма диффузии — переход к хаосу будет означать наличие неопределенности частот звуковых тепловых колебаний. При таком сценарии в вопросе о совпадении частот звуковых колебаний и колеба-

ний атомов в кристаллической решетке возникает неопределенность.

В рассматриваемом случае размерность фазового пространства $n = 2$, что автоматически исключает наличие странного аттрактора в динамической системе, а значит и хаоса. Следовательно, необходимость вычисления показателей устойчивости Ляпунова отпадает, достаточна их сигнатура (знак) [10]: $(-, -)$ — устойчивая неподвижная точка; $(0, -)$ — предельный цикл, что соответствует квазипериодическим колебаниям.

На более низких частотах ($\omega < 10^9$ Гц), как показывает визуальная оценка вейвлет-разложений (см. рис. 5 и 6), в динамической системе имеют место периодические колебания.

Рассмотренные выше модельные представления о частотах колебаний звуковых тепловых волн были основаны на предположениях о стабильности субшероховатой поверхности, т. е. не учитывалось ее изнашивание при трении. В работе [12] представлены результаты моделирования изнашивания шероховатой поверхности наnanoуровне (субшероховатости). Показано, что в процессе изнашивания профиль поверхности несколько слаживается, но не настолько, чтобы значительно повлиять на частотный диапазон звуковых тепловых колебаний. Данная работа представляет интерес в другом аспекте: при трении между контактирующими телами образуется квазижидкий слой из продуктов износа субшероховатой поверхности. Моделирование процесса для данных условий осуществлялось на основе дискретно-континуального подхода, когда узкая полоса квазижидкого слоя описывалась дискретным методом клеточных автоматов, а остальной материал, деформируемый упруго, — численными методами континуальной механики. В результате в модельной паре трения генерируются упругие волны в диапазоне частот $\omega = (0,7 \div 1,1) \cdot 10^8$ Гц. Следовательно, при колебаниях звуковых тепловых волн в диапазоне частот от $3,7 \cdot 10^9$ до $11,1 \cdot 10^9$ Гц возможен резонансный механизм. Более низкие частоты и упругие колебания приводят к кооперативному механизму.

Таким образом, установлено, что в паре трения со смазочным материалом на субшероховатых поверхностях возникает стохастическое температурное поле $T_c(\tau)$, свидетельствующее о неоднородности температурных процессов в поверхностных слоях трущихся тел. Подобная неоднородность, с одной стороны, приводит к высокочастотным температурным колебаниям в приповерхностных слоях, с другой — ускоряет процесс микроизнашивания и появление между трущимися телами квазижидкого слоя из частиц износа. Оба процесса в конечном счете определяют механизмы процесса распада двойных твердых растворов и процессов диффузии элементного состава растворов к поверхности трения.

Проведенный частотно-временной анализ на основе одномерных дискретного и непрерывного вейвлет-преобразований показал, что диапазон частот звуковых тепловых колебаний может охватывать диапазон колебаний атомов в кристаллической решетке. Следовательно, появляются предпосылки к возникновению резонансного механизма диффузии с высоким коэффициентом D . Определенные при этом стохастические характеристики в виде корреляционной размерности и размерности фазового пространства указывают на отсутствие хаоса в динамической системе, т. е. в исследуемой системе отсутствует неопределенность звуковых тепловых и упругих колебаний.

При частотах звуковых тепловых и упругих колебаний, меньших, чем диапазон частот колебаний атомов в кристаллической решетке, возникает кооперативный механизм диффузии с меньшим коэффициентом D .

Дальнейшие исследования связаны с определением характеристик резонансного и кооперативного механизмов диффузии.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Маленко П. И.** Исследование температур на дискретных субшероховатых поверхностях при трении скольжения со смазочным материалом // Вестник машиностроения. 2011. № 7. С. 38—42.
2. **Маленко П. И.** Исследования влияния температур на дискретных множественных контактах на триботехнические свойства пар трения скольжения со смазочным материалом // Вестник машиностроения. 2009. № 10. С. 33—42.
3. **Малла С.** Вейвлеты в обработке сигналов. М.: Мир, 2005. 671 с.
4. **Смоленцев Н. К.** Основы теории вейвлетов. Вейвлеты в Matlab. М.: ДМК Пресс, 2005. 304 с.
5. **Дьяконов В., Абраменкова И.** Matlab. Обработка сигналов и изображений. СПб.: Питер, 2002. 608 с.
6. **Мусалимов В. М., Валетов В. А.** Динамика фрикционного взаимодействия. СПб: СПбГУ ИТМО, 2006. 191 с.
7. **Маленко П. И., Зеленко В. К., Левин Д. М.** Температурные поля и эксплуатационные свойства пар трения скольжения со смазочным материалом / Под ред. Ю. Н. Дроздова. М.: Машиностроение, 2011. 239 с.
8. **Крайнев В. П.** Качественные методы в физической кинетике и гидрогазодинамике. М.: Высшая школа, 1989. 224 с.
9. **Борн М., Хуан Кунь.** Динамическая теория кристаллических решеток. М.: Изд-во иностр. лит., 1958. 488 с.
10. **Сычев В. В.** Вычисление корреляционной размерности, корреляционной энтропии и показателя Херста по временному ряду данных // Институт математических проблем биологии РАН. 2002. <http://impb.psn.ru/~sychov>.
11. **Кузнецов С. П.** Динамический хаос. М.: Физматлит, 2001. 296 с.
12. **Смолин А. Ю., Добрынин С. А., Псахье С. Г.** Частотно-временной анализ упругих волн в модельной паре трения // Вестник Томского ГУ. 2009. № 1 (5). С. 96—111.

Влияние шероховатости и микрорельефа поверхности трения в подшипнике скольжения на изнашивание

Исследовано влияние параметров шероховатости и типа направлений микронеровностей поверхностей трения подшипников скольжения на характер их взаимодействия и эксплуатационное изнашивание.

Ключевые слова: микронеровности, гармонические составляющие, некруглость профилей поперечных сечений, пятно контакта, микроплощадка, момент трения.

In the paper the effect of the roughness parameters and directions type of microasperities of the friction surfaces of sliding bearings on the nature of their interaction and operational wear is investigated.

Keywords: microasperities, harmonic components, roundness of the cross sections profiles, contact spot, small area, the friction torque.

Контакт сопрягаемых поверхностей трения скольжения предопределяется их микротопографией, которая формируется в процессе финишной обработки как совокупность неровностей со спектрами низких, средних и высоких частот случайного характера. Неровности и режимы эксплуатации определяют фактическую площадь контакта сопрягаемых поверхностей и ее изменения при работе пары трения, что в свою очередь приводит к перераспределению давлений по отдельным участкам поверхностей, вызывая их упругопластическое деформирование.

Согласно теории [1, 2] сила трения

$$F = (\alpha + \beta q)S_{\phi} = \alpha S_{\phi} + \beta N, \quad (1)$$

где α и β — константы трения, определяемые молекулярным (α) и механическим (β) взаимодействиями поверхностей трения; q — фактическое давление между поверхностями; S_{ϕ} — фактическая площадь контакта поверхностей трения; N — число циклов нагружения.

В общем случае погрешности формы и взаимного расположения поверхностей вращения можно представить [3, 4] тригонометрическим полиномом Фурье p -го порядка:

$$\Delta R(\varphi_i) = \sum_{k=1}^{k=p} A_k \sin(k\varphi_i + \gamma_k), \quad (2)$$

где A_k , γ_k — соответственно амплитуда и начальная фаза k -й гармонической составляющей отклонений текущего радиус-вектора $\Delta R(\varphi_i)$; φ_i — текущий угол поворота радиус-вектора относительно вы-

бранного начала отсчета; p — порядок полинома, т. е. число его членов.

Статистические исследования спектров отклонений формы поверхностей трения валов и втулок подшипников скольжения различных механизмов показали, что отклонения от круглости и цилиндричности можно с некоторыми допущениями аппроксимировать суммой гармонических составляющих низкочастотного диапазона второго, третьего и четвертого порядков, т. е. эллипсностью и окружкой с трех- и четырехвершинным профилем, на долю которых приходится до 70÷80 % дисперсии результатирующих отклонений формы [5].

На рис. 1 представлены фрагменты контакта реальных профилей поперечных сечений поверхностей трения подшипника скольжения при разных углах поворота вала — наиболее распространенного случая, когда в спектрах отклонений формы втулки и вала доминируют гармонические составляющие низкочастотного диапазона второго, третьего и четвертого порядков.

На рис. 2 представлены микротопографии поверхности с перекрещивающимися микронеровностями, полученными после шлифования торцом чащечного эльборового круга (ГОСТ 2789—73). Снимки сделаны с помощью растрового электронного микроскопа РЭМ-200 в обычном режиме (рис. 2, а) и режиме высокой модуляции (рис. 2, б).

Анализ амплитуд и углового расположения гармонических составляющих некруглости в близлежащих сечениях левой и правой опорных шеек валов и сопрягаемых с ними втулок подшипников скольжения показал, что амплитуды одноименных гармоник в их спектрах имеют разную величину, не совпадают по фазе и носят случайный характер. Следовательно, при работе пары трения в каждый момент времени число пятен контакта поверхностей будет различным и их площадь также будет разной, что вызывает изменение сил трения. Преобладание амплитуд с низкочастотными гармоническими составляющими предопределяет малое число пятен контакта сопрягаемых поверхностей, что обуславливает значительные удельные давления в местах контакта. Вследствие отклонений формы, волнистости и взаимного расположения поверхностей скольжения при пуске, торможении, изменении скоростей и режимов нагружения, при перепадах давлений в смазочной системе условия трения нарушаются и возникает большая вероятность

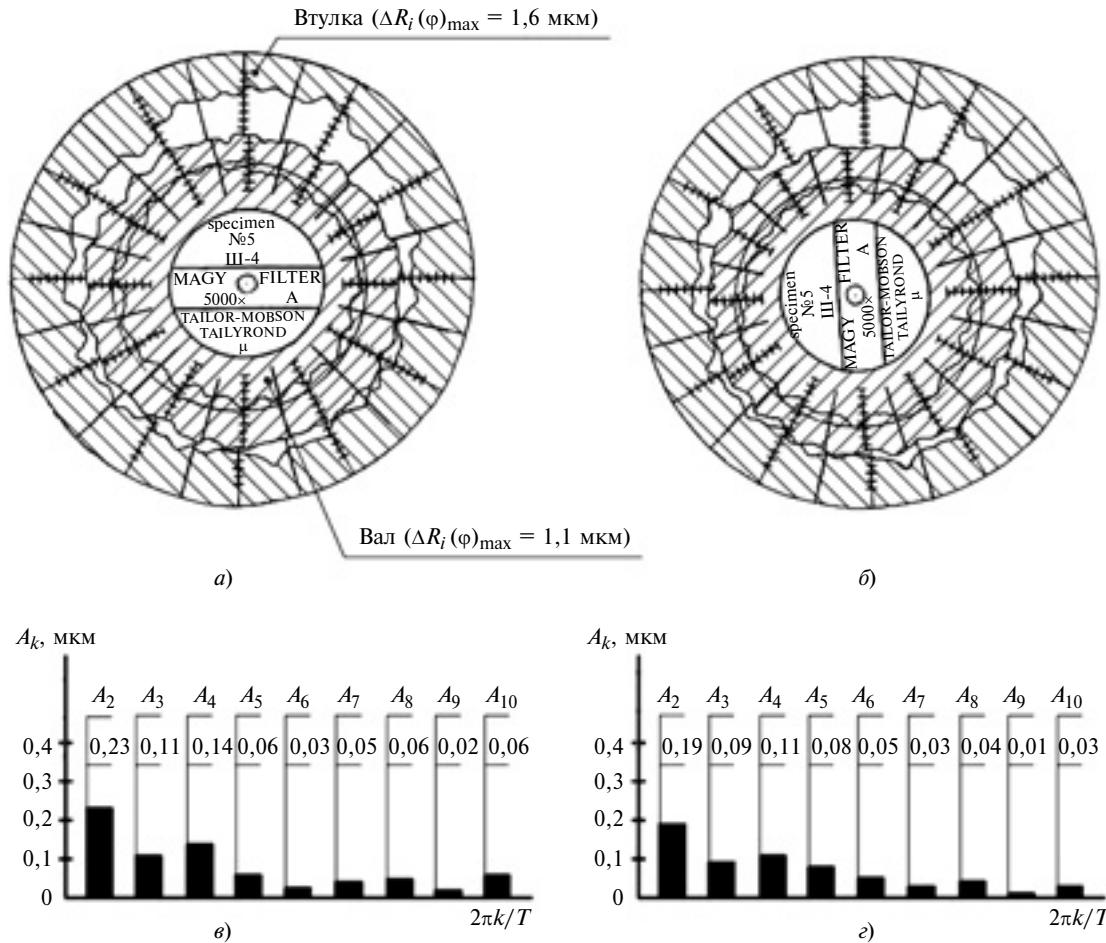


Рис. 1. Фрагменты контакта (а и б) и линейчатые спектры (в и г) амплитуд профилей поперечных сечений втулки и вала при доминировании в спектрах обоих профилей эллипсности:
а — исходное положение; б — при повороте вала на 90°; в и г — спектры некруглости профилей втулки и вала

перекрытия масляного слоя несколькими микронеровностями сопрягаемых поверхностей.

Так как при эксплуатации контакт поверхностей трения происходит по наиболее выступающим микронеровностям, то преобладает механическое или молекулярно-механическое изнашивание. Негативное влияние на обеспечение нормальных установившихся условий трения и уменьшение скорости эксплуатационного изнашивания оказывает нестабильность спектров амплитуд и фаз отклонений формы и параметров качества в поперечных и продольных направлениях поверхностей трения.

В работах [6, 7] отмечается, что контакт поверхностей трения в подшипниках скольжения при отсутствии жидкостного трения в общем случае подчиняется закономерности изменения функции передаточных коэффициентов K_k гармонических составляющих отклонений формы втулки и вала:

$$K_k = \frac{\sqrt{\sin^2(\alpha + \psi) - 2\sin(\alpha + \psi)\sin\alpha\cos k\psi + \sin^2\alpha}}{\sin\psi}, \quad (3)$$

где ψ и α — углы расположения наиболее выступающих вершин отклонений формы и волнистости реальных поверхностей трения соответственно втулки и вала; k — порядок соответствующих гармонических составляющих отклонений формы поверхностей трения втулки и вала.

В случае разрыва масляной пленки, когда наиболее выступающие вершины микронеровностей поверхностей вала и втулки накладываются друг на друга, характер трения и изнашивания при прочих равных условиях эксплуатации определяется параметрами R_a , R_z , R_{max} , S , Sm , tp шероховатости (ГОСТ 2789—73), направлением микронеровностей относительно вектора перемещения поверхностей трения, наличием несплошностей и вырывов металла, напльзов, неметаллических включений на поверхностях трения, физико-механическими свойствами поверхностных слоев. Например, если параметр R_a больше оптимального значения для конкретной пары скольжения, то преобладает механическое изнашивание [8], для которого характерны такие разрушения микропрофиля поверхно-

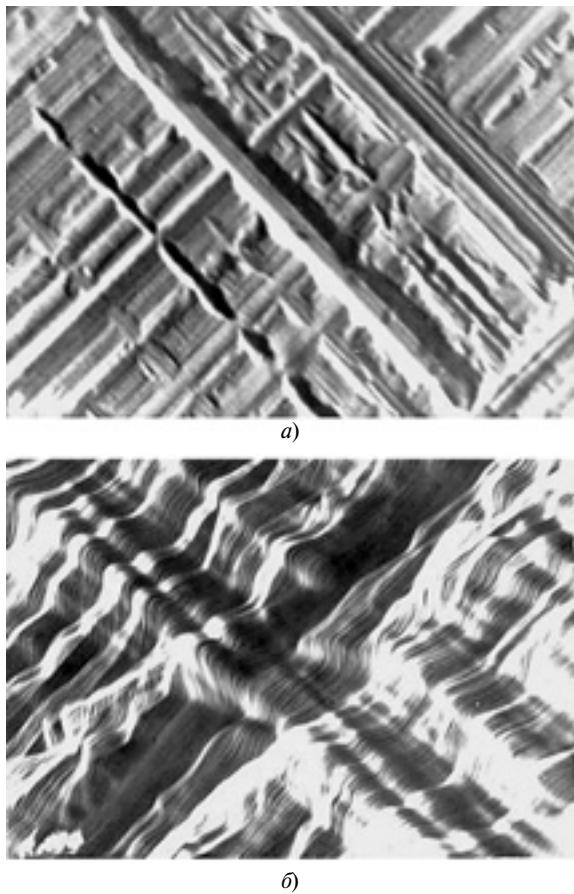


Рис. 2. Микротопографии поверхности образца

сти, как срез, пластический сдвиг, завалыцевывание и последующий отрыв микровыступов. Если для той же пары скольжения параметр Ra меньше оптимального значения, то преобладает молекулярно-механическое изнашивание, которое характеризуется разрушением локальных металлических связей в результате молекулярного взаимодействия поверхностей трения. Происходит вырыв и перенос частиц металла с одной поверхности на другую, что приводит в конечном итоге к потере работоспособности пары трения.

Исследованиями установлено, что весьма существенное влияние на период приработки и интенсивность нормального эксплуатационного изнашивания поверхностей трения оказывает направление микронеровностей как следов финишной обработки. При трении поверхностей с перпендикулярным направлением микронеровностей имеет место перманентное формирование нового микрорельефа, т. е. происходит изменение всех параметров шероховатости без явно выраженной склонности к завершению периода приработки [7]. О его завершении судят по установившейся для рассматриваемой пары трения средней скорости (интенсивности) нормального эксплуатационного изна-

шивания. На рис. 3, а—в даны зависимости изменения параметров Ra , $Rmax$ и tp от числа N циклов нагружения для образцов с разными направлениями микронеровностей за период испытаний. Изменение относительной опорной длины tp профиля исследовали для различных уровней p сечения в соответствии с ГОСТ 2789—73, включая $p = 50\%$.

Наибольшая прирабатываемость, т. е. стабилизация параметров Ra и tp , наблюдается у образцов с перекрещивающимися микронеровностями поверхности, для которых $tp = 3,3\%$ при $p = 10\%$, а после испытаний ($N = 200 \cdot 10^3$) — $tp = 15,7\%$, т. е. относительная опорная длина профиля увеличилась почти в 5 раз. При перпендикулярном направлении микронеровностей поверхностей образца и контртела имели место неустойчивое изменение параметров Ra , $Rmax$ и tp и больший износ по массе, чем при других направлениях микронеровностей поверхностей (рис. 4). Количество пиков микронеровностей при перпендикулярном направлении также неустойчиво изменяется за время наработки (рис. 5).

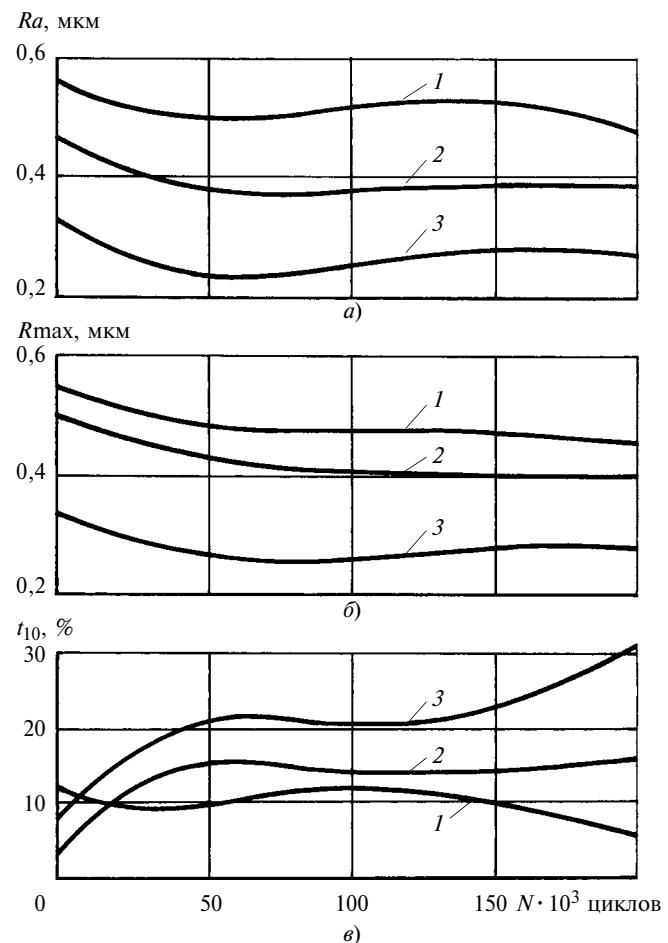


Рис. 3. Изменение параметров Ra (а), $Rmax$ (б) и tp (в) при испытании на износ образцов с перпендикулярным (1), перекрещивающимися (2) и параллельным (3) микрорельефом

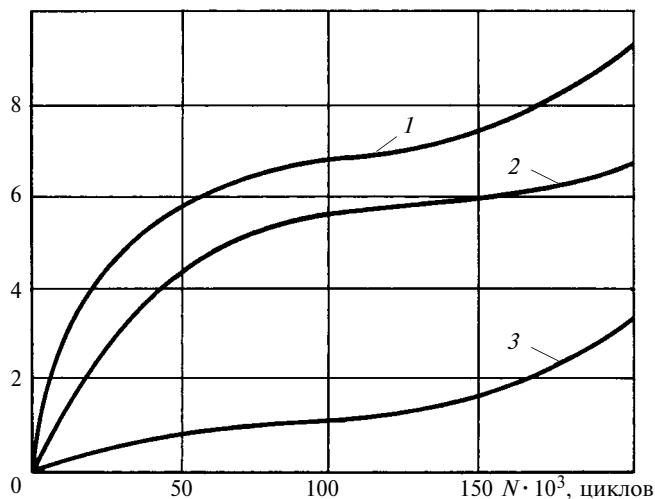


Рис. 4. Изменение износа U по массе при испытании образцов с перпендикулярным (1), перекрещающимся (2) и параллельным микрорельефом

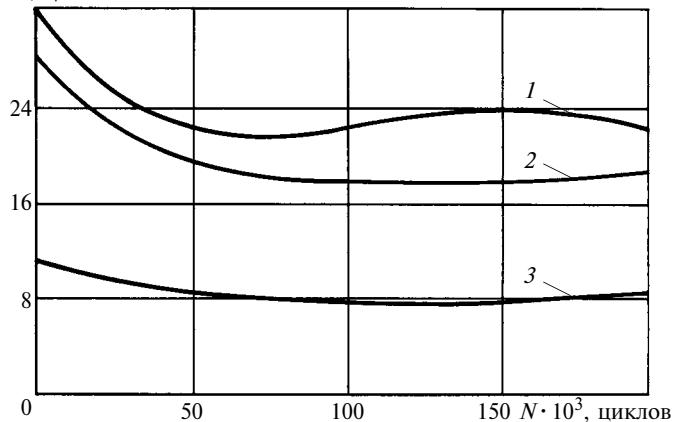


Рис. 5. Изменение числа n пиков микрорельефов при испытании на износ образцов с перпендикулярным (1), перекрещающимся (2) и параллельным (3) микрорельефом

Наибольший износ по массе и неустойчивое изменение всех параметров шероховатости при перпендикулярном направлении микрорельефов за время наработки образцов свидетельствует о формировании нового микрорельефа поверхностей трения сопрягаемой пары и, как следствие этого, длительность приработки сложно предусмотреть. Образец с большей микротвердостью поверхности можно рассматривать как совокупность микрорезцов, формирующих новый микрорельеф поверхности контртела. Большой износ деталей по массе на этапе приработки вызывает быстрое загрязнение смазочного материала и способствует развитию абразивного изнашивания.

При сочетании перекрещающихся и параллельных направлений микрорельефов поверх-

ностей образца и контртела наблюдаются меньшие изменения параметров шероховатости, меньший износ по массе и раньше происходит стабилизация момента трения (рис. 6). Однако результаты лабораторных исследований показали, что при параллельных направлениях микрорельефов поверхностей после наработки $N = 200 \cdot 10^3$ циклов на них появлялись задиры или схватывания. Возрастание диффузионной составляющей схватывания в формировании суммарной силы трения в этом случае вызывает соответствующее увеличение момента трения (см. рис. 6).

Уменьшение износа образцов с перекрещающимися и параллельными направлениями микрорельефов объясняется, очевидно, более благоприятными условиями их трения, которые возникают только при наличии достаточного количества смазочного материала. Так как контактирование трущихся поверхностей носит дискретный характер, то давление по пятнам контакта весьма значительное, что препятствует прохождению смазочного материала между микровыступами. Расположение микрорельефов под углом к направлению относительного перемещения поверхностей трения способствует лучшему захвату и нагнетанию масла в зоны контакта сопрягаемых поверхностей. Такому условию удовлетворяют поверхности с перекрещающимися, параллельным или наклонным направлением микрорельефов. Расположение микрорельефов относительно друг друга и вектора перемещения поверхностей трения играет важную роль при смазывании, обеспечивая повышенную маслоемкость, особенно при сопряжении поверхностей с перекрещающимися направлением микрорельефов. Это одно из достоинств сочетания различных направлений микрорельефов поверхностей трения подшипников скольжения.

Другим достоинством является то, что при формировании направления микрорельефов (перекрещающиеся, параллельные или наклонные) в

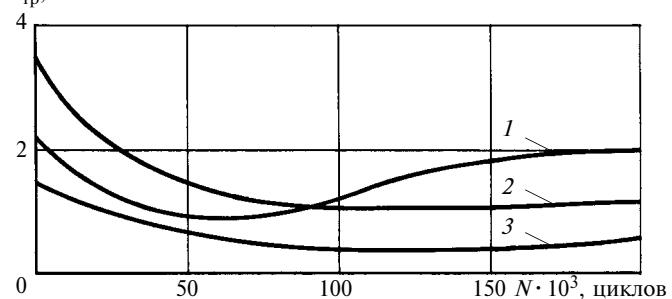


Рис. 6. Изменение момента $M_{тр}$ трения при испытании на износ образцов с перпендикулярным (1), перекрещающимся (2) и параллельным микрорельефом

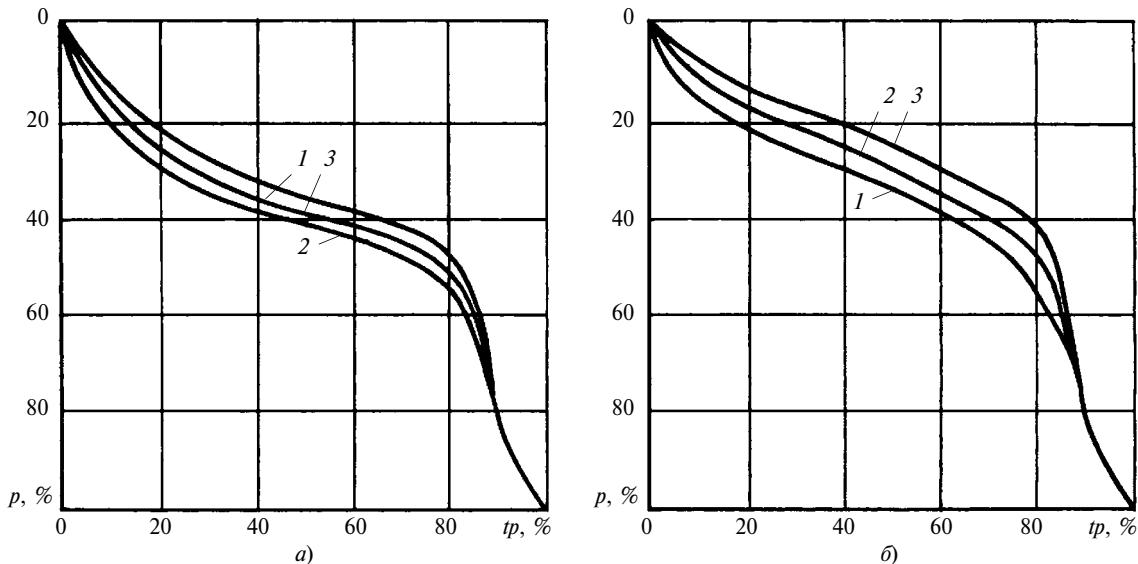


Рис. 7. Кривые относительной опорной длины tp профиля до начала испытаний (а) и через $200 \cdot 10^3$ циклов нагружений (б) образцов с перпендикулярным (1), перекрещивающимся (2) и параллельным (3) микрорельефом

связи с изменением кинематики процесса резания изменяется микропрофиль микронеровностей, увеличиваются радиус скругления вершин и относительная опорная длина профиля, что способствует увеличению фактической площади контакта со-прягаемых поверхностей. Например, поверхность с параллельным направлением микронеровностей имеет более сглаженный микропрофиль. Однако маслосъемкость таких поверхностей уменьшается, что способствует развитию молекулярно-механического изнашивания и, как следствие, появлению схватывания и задиров. На рис. 7 приведены зависимости относительной опорной длины tp профилей микронеровностей разных направлений от p . Наибольшие изменения величины tp , характеризующей упругопластические деформации микропрофилей поверхности, наблюдаются при $p = 10\%$.

Уменьшение изнашивания поверхностей трения образцов с перекрывающимся, параллельным или наклонным направлением микронеровностей по сравнению с перпендикулярным, можно объяснить, учитывая приведенные выше достоинства.

Исследования показали, что наибольшая износостойкость поверхностей трения скольжения наблюдается при оптимальных параметрах шероховатости и перекрывающихся направлениях микронеровностей. Создавая оптимальное сочетание параметров шероховатости и направлений микронеровностей с учетом функционального назначения пары трения скольжения, можно сократить время приработки сопряжения.

ГОСТ 2789—73 не предусматривает наклонное направление микронеровностей, но его можно

обеспечить технологически. По эксплуатационным показателям, в частности по износостойкости, наклонное направление микронеровностей эффективнее, чем перпендикулярное. Установлено также, что на износостойкость таких поверхностей влияет и угол между направлением микронеровностей и осью поверхности вращения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Крагельский И. В. Трение и износ. М.: Машиностроение, 1968. 480 с.
2. Исаченков Е. И. Контактное трение и смазка при обработке металлов давлением. М.: Машиностроение, 1978. 208 с.
3. Ляндон Ю. И. Функциональная взаимозаменяемость в машиностроении. М.: Машиностроение, 1967. 220 с.
4. Взаимозаменяемость и технические измерения в машиностроении / Под ред. В. П. Короткова. М.: Машиностроение, 1972. 616 с.
5. Зюзин А. А., Казьмин Б. Н. Оценка отклонений формы и радиального бieniaния поверхностей вращения // Автомобильная промышленность. 2009. № 5. С. 35—37.
6. Зюзин А. А., Казьмин Б. Н. Влияние отклонений формы поверхностей трения на зазоры в подшипниках скольжения // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2008. № 3. С. 48—50.
7. Зюзин А. А., Казьмин Б. Н., Юров М. Д. Влияние спектров макро- и микронеровностей на работоспособность поверхностей трения скольжения // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2008. № 5. С. 3—14.
8. Суслов А. Г., Дальский А. М. Научные основы технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 2002. 684 с.

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 666.97

Е. Н. ЧУМАЧЕНКО, д-р техн. наук, академик РАЕН, А. М. ЗАК (МГИЭиМ-ТУ), e-mail: mmkaf@miem.edu.ru

Прогнозирование процессов управления тепловой обработкой железобетонных изделий

Рассмотрено применение нейронных сетей для получения долгосрочного прогноза изменения наблюдаемого параметра на примере управления тепловой обработкой железобетонных изделий. Приведены результаты экспериментов. Предложен алгоритм плана работы исполнительного механизма.

Ключевые слова: нейронные сети, управление, тепловая обработка, железобетонные изделия.

The application of neural networks for prediction of long-term changes of observed parameter on the example of thermal treatment control of concrete products is considered. Experimental results are presented, and the algorithm of the work plan of an actuating mechanism is proposed.

Keywords: neural networks, control, thermal treatment, concrete products.

Производство железобетона в России имеет низкий тепловой КПД, например, доля энергоресурсов в себестоимости готовой продукции в наиболее развитом московском регионе составляет от 10 до 50 %. Автоматизация управления тепловой обработкой железобетонных изделий является важной проблемой. Производство включает этапы: приготовление бетонной смеси; транспортировка смеси; формование; тепловлажностная обработка; распалубка. До отправки на строительную площадку отформованные железобетонные изделия должны приобрести необходимую прочность. Твердение — самая длительная операция. При нормальных условиях твердения бетон достигает 70÷80 %-й прочности через 7÷15 сут., а марочной прочности — через 28 сут. [1]. Наиболее эффективный способ ускорения твердения бетона — тепловлажностная обработка изделий [2, 3]. Рассмотрим тепловую обработку насыщенным водяным паром — пропаривание, которое заключается в выдержке изделий в специальных камерах, заполненных насыщенным паром или паровоздушной смесью, при оптимальной для ускоренного твердения бетона температуре 60÷80 °C и влажности среды 100 % до достижения бетоном заданной прочности.

Задача системы управления — поддерживать заданную температуру (T_3) внутри камеры. Типовое температурное задание состоит из четырех этапов:

предварительная выдержка; нагрев изделий до температуры изотермического прогрева; пропаривание при постоянной температуре (изотермический прогрев); охлаждение изделий.

Тепловлажностная обработка бетона — очень энергоемкий процесс. Эффективность производства и себестоимость готовой продукции напрямую зависят от рационального использования энергоресурсов.

Прочность — один из главных критериев качества железобетонной продукции. Изделия "набирают" прочность на этапе тепловлажностной обработки. Чем точнее будут выдержаны тепловой режим и состав смеси, тем быстрее изделия "наберут" необходимую прочность.

Цель данной работы — разработка системы, формирующей оптимальное управляющее воздействие в соответствии с прогнозом изменения наблюдаемого параметра. В качестве регулятора — устройства, преобразующего ошибку регулирования в управляющее воздействие, использовали регулятор на основе правил нечеткой логики. Инструментом для получения прогноза выбраны искусственные нейронные сети, которые хорошо зарекомендовали себя как универсальный инструмент в задачах управления, фильтрации данных, распознавания образов, прогнозирования временных последовательностей и др. Поставленная задача эквивалента задаче прогнозирования временных последовательностей.

Опубликовано много научных работ, затрагивающих тему прогнозирования на основе нейронных сетей. В работе [4], например, решена задача краткосрочного прогнозирования электропотребления промышленного предприятия. Авторы с помощью рекуррентных сетей Элмана получили суточный прогноз энергопотребления на трое суток вперед. Прогнозированию энергопотребления посвящена работа [5], в основе которой лежат модифицированные сети Элмана. В работе [6] показано применение обобщенно-регрессионной сети (GRNN) для получения прогноза погоды в Москве в 1998 г. и прогноза по отказам на АТС за 2002 г. Много-

слойные нейронные сети прямого распространения были применены в работе [7] для прогнозирования уровня грунтовых вод.

Методика построения прогнозов

В рамках проводимого исследования были созданы специальные лабораторные стенды для испытаний разрабатываемых алгоритмов прогнозирования и управления температурными режимами, обеспечивающими температурное задание.

Для краткосрочного прогноза температуры необходимы следующие данные: текущая наблюдаемая температура; температура окружающей среды; текущее состояние нагревателя; сведения о состоянии нагревателя за определенное время в прошлом.

Соответственно, конфигурация сети могла бы иметь архитектуру трехслойного перцептрона [8, 9]: входы сети — текущая температура, температура окружающей среды, текущее состояние исполнительного механизма (степень открытия парового клапана) и несколько его предыдущих состояний, а также давление в паропроводе. Предполагается, что такого набора данных достаточно для прогнозирования изменения температуры в будущем. Таким образом, выходной слой — прогноз температуры через некоторый промежуток времени.

На практике данный подход был проверен с помощью лабораторного стенда, включающего емкость с водой и электрическим нагревателем, оборудование, связанное с компьютером, для измерения температуры воды, окружающей среды, а также для управления нагревателем. Конфигурация нейронной сети: трехслойный перцептрон; 20 входов состояний нагревателя с "историей" и 1 вход для текущей температуры; промежуточный слой из трех нейронов; выход сети — прогноз температуры воды через 5 с. Фактически выход сети должен представлять значения текущей температуры, смешанные на 5 с влево по оси времени. На данном этапе температура окружающей среды не учитывалась. В результате "обучения" была получена нейронная сеть, способная корректно прогнозировать температуру воды через 5 с на участках перехода температуры от устойчивого остывания к устойчивому нагреванию, а также на участках устойчивого остывания.

Рассмотрим получение долгосрочного прогноза. Как и в случае краткосрочного прогноза использовали лабораторный стенд, включающий емкость с водой и электрическим нагревателем, оборудование для измерения температуры воды, окружающей среды и управления нагревателем.

По сравнению с краткосрочным прогнозом к входным данным сети были добавлены значения температурной истории за некоторый промежуток времени. Структура сети: входной слой — 20 зна-

чений из истории состояния нагревателя и 21 значение из истории изменения температуры воды. Возможны лишь два состояния нагревателя — включено (1) и выключено (0). История — это набор значений температуры с интервалом 5 с относительно текущего момента в прошлом. Выход сети — значение температуры через 5 с относительно текущего момента в будущем (краткосрочный прогноз). Долгосрочный прогноз был получен путем многократной подстановки выхода сети на вход в качестве текущей температуры.

Наибольшую точность долгосрочного прогноза удалось получить для сетей со следующими конфигурациями: 41-20-1, 41-40-10-1, 41-41-15-1 (количество нейронов послойно). Точность для первых двух сетей составила 7–10 °C при температуре воды от 20 до 100 °C, для сети 41-41-15-1 — до 5 °C при температуре воды от 35 до 100 °C. В ходе эксперимента получены сети, позволяющие строить и более точные прогнозы, но в более узких температурных диапазонах.

Далее рассмотрим реализацию алгоритма управления системой нагревания в соответствии с полученным прогнозом и поставленным перед системой заданием.

Для подготовки обучающих и тестовых множеств для нейронной сети использовали данные, полученные на лабораторном стенде, которые содержали наиболее характерные переходные состояния наблюдаемого параметра, в том числе непрерывный нагрев до температур менее 100 °C, серию постоянных включений нагревателя, серию частых кратковременных включений, а также данные, задающие пределы изменения параметра лабораторного стенда — непрерывного разогрева жидкости от температуры окружающего воздуха до температуры кипения.

Обучающие и тестовые множества состояли из подмножеств — "окон", каждое из которых содержало полный набор входных значений для нейронной сети, а также требуемый выход сети.

В качестве алгоритма "обучения" нейронной сети был использован градиентный метод Rgrop (Resilient propagation — эластичное распространение). Выбор обусловлен высокой скоростью сходимости данного алгоритма по сравнению с классическим методом обратного распространения ошибки (backprop) [10, 11]. Алгоритм разработан Ридмиллером и Брауном и в отличие от алгоритма backprop использует только знаки частных производных для подстройки весовых коэффициентов. Алгоритм использует так называемое "обучение по эпохам", когда коррекция весов происходит после предъявления сети всех примеров из обучающей выборки.

Для каждого веса ω_{ij} , определяющего связь между нейроном i и нейроном j , вводится уникальное

значение Δ_{ij} , которое единственным образом определяет величину корректировки веса. По мере обучения сети значение Δ_{ij} меняется по следующему правилу:

$$\Delta_{ij}^{(t)} = \begin{cases} \eta^+ \Delta_{ij}^{(t-1)}, & \text{если } \frac{\partial E^{(t-1)}}{\partial \omega_{ij}} \frac{\partial E^{(t)}}{\partial \omega_{ij}} > 0; \\ \eta^- \Delta_{ij}^{(t-1)}, & \text{если } \frac{\partial E^{(t-1)}}{\partial \omega_{ij}} \frac{\partial E^{(t)}}{\partial \omega_{ij}} < 0; \\ \Delta_{ij}^{(t-1)}, & \text{в противном случае,} \end{cases}$$

где $0 < \eta^- < 1 < \eta^+$.

Подстройка весовых коэффициентов выглядит следующим образом: каждый раз, когда частная производная по весу ω_{ij} меняет знак на шаге $(t-1)$, это означает, что последнее изменение веса было слишком велико, и алгоритм перескочил зону локального минимума, в этом случае значение Δ_{ij} уменьшается на величину η^- для шага (t) . Если же частная производная сохраняет знак, то величина обновления Δ_{ij} увеличивается для шага (t) , чтобы ускорить сходимость. Когда величины корректировок для всех весов найдены, используется следующее правило изменения весового коэффициента: если производная положительна, вес уменьшается на величину обновления Δ_{ij} , если производная отрицательна, то вес увеличивается на величину обновления Δ_{ij} :

$$\Delta \omega_{ij}^{(t)}(t) =$$

$$= \begin{cases} -\Delta_{ij}^{(t)}, & \text{если } \frac{\partial E^{(t)}}{\partial \omega_{ij}} > 0; \\ +\Delta_{ij}^{(t)}, & \text{если } \frac{\partial E^{(t)}}{\partial \omega_{ij}} < 0 \Rightarrow \omega_{ij}^{(t+1)} = \omega_{ij}^{(t)} + \Delta \omega_{ij}^{(t)}; \\ 0 & \text{в противном случае.} \end{cases}$$

Если частная производная меняет знак на данном шаге (t) , т. е. на предыдущем шаге $(t-1)$ область минимума была пропущена, то предыдущее обновление веса берется с обратным знаком:

$$\Delta \omega_{ij}^{(t)} = -\Delta \omega_{ij}^{(t-1)}, \text{ если } \frac{\partial E^{(t-1)}}{\partial \omega_{ij}} \frac{\partial E^{(t)}}{\partial \omega_{ij}} < 0.$$

В результате обратного распространения производная сменит знак еще раз на следующем шаге. Чтобы избежать повторной корректировки Δ_{ij} , не-

обходимо принять $\frac{\partial E}{\partial \omega_{ij}} = 0$.

Располагая корректным долгосрочным прогнозом об изменении наблюдаемого параметра, можно заранее спланировать оптимальное управляющее воздействие. Результатом работы алгоритма должна быть последовательность включений и выключений нагревателя, при выполнении которых на лабораторном стенде, температура воды не будет выходить из интервала $[T_3 - 5^\circ\text{C}; T_3 + 5^\circ\text{C}]$, т. е. должно соблюдаться температурное задание, как правило, от 50 до 80 °C.

Подразумевается, что температурное задание определено, а температурной истории достаточно для формирования начального набора входных данных для нейронной сети. Весь временной интервал выполнения температурного задания разбит на отрезки по 5 с, так как отрезками такой величины оперирует сеть. Таким образом, минимальное время работы нагревателя — не менее элементарного отрезка (шага) разбиения температурного задания.

Дополнительно вводится понятие "мертвой зоны" (м. з.) с тем, чтобы исключить чрезмерно частые включения нагревателя. "Мертвая зона" расположена ниже температуры задания, а именно: $T_{\text{м.з.}} \in [T_3 - \Delta T, T_3]$, $0 < \Delta T < T_3$.

Алгоритм прогноза:

1. Построить прогноз на протяжении всего температурного задания.

2. Для каждой точки задания сравнить температуру прогноза ($T_{\text{пр}}$), полученную на шаге 1, с температурой задания (T_3). Если в рассматриваемой точке $T_{\text{пр}} < T_3$, то включить нагреватель в интервале $[T_i - 5 \text{ с}; T_i]$, где T_i — координата во времени текущей точки задания относительно начала задания. Если включение нагревателя на этом отрезке внесло изменения в план управления нагревателем, то перейти к шагу 3, если нет — продолжать шаг 2.

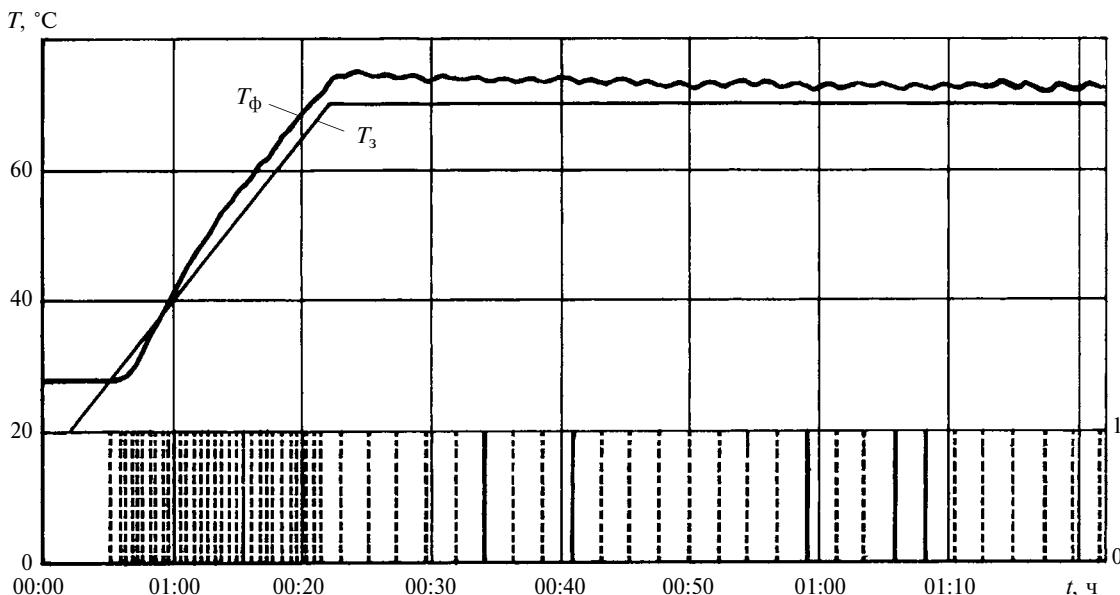
3. Перестроить прогноз на протяжении всего температурного задания и перейти к шагу 2.

Очевидно, что главным недостатком данного алгоритма является отсутствие контроля над превышением температуры задания. Однако на данном этапе это не требовалось.

После получения последовательности управляющих воздействий ее воспроизвели на лабораторном стенде. В процессе выполнения задания управления нагревателем отсутствовала обратная связь по температуре, т. е. регулирование происходило "вслепую".

Результаты опытных испытаний на лабораторном стенде

При регулировании температурного баланса на разработанном лабораторном стенде использовали температурные задания с различным повышением



Результаты регулирования температуры с применением алгоритма:

вертикальные линии — состояние нагревателя; 1 — нагреватель включен, 0 — выключен

температуры на начальном этапе. Результаты проведенных исследований показали (рисунок), что на этапе повышения температуры разность между T_3 и T_Φ в среднем не превысила 5°C (погрешность около 7 %). Наблюдалось ожидаемое превышение T_3 на переходных участках (в пределах погрешности). Для заданий с длительным участком поддержания постоянной температуры наблюдалось постепенное снижение температуры.

Анализ полученных результатов [12, 13] позволил определить некоторые особенности процесса.

Обусловленное накапливающейся на каждой итерации погрешностью прогнозирования расхождение между T_3 и T_Φ можно значительно уменьшить путем дробления шага по времени. Наблюдаемое в ряде случаев смещение T_Φ выше или ниже T_3 связано с тем, что при тестовых испытаниях "обучение" сети осуществлялось без учета температуры окружающей среды, в то время как она колебалась от 19 до 25°C . Для компенсации этого смещения нужно или учитывать температуру окружающей среды при "обучении", или вводить "стартовое" смещение при построении прогнозирующего воздействия.

К несомненным преимуществам предлагаемой системы управления следует отнести контролируемое число включений исполнительного механизма. Оператор системы может принимать ответственные решения при выборе альтернативы: точность управления — ресурс оборудования. При этом появляется возможность долгосрочного планирования графика регламентных работ, ремонтов и замены узлов оборудования.

По сравнению с классическими системами управления разработанная система обладает высо-

кой устойчивостью к отказам датчиков слежения за температурным режимом, система может продолжительное время работать автономно, без коррекций в соответствии с оперативными данными о текущем состоянии температуры, сохраняя при этом требуемую точность. Классические системы управления на основе ПИД-регулятора или нечеткого регулятора в случае отключения датчиков вынуждены останавливать регулирование.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Райхель В., Глатте Р. Бетон. Изготовление. Производство работ. Твердение. / Пер. с нем. Л. А. Феднера; Под ред. В. Б. Ратинова. Ч. 2. М.: Стройиздат, 1981. 112 с.
2. Шихненко И. В. Краткий справочник инженер-технолога по производству железобетона. Киев: Будивельник, 1989. 296 с.
3. Миронов С. А., Малинина Л. А. Ускорение твердения бетона. М.: Стройиздат, 1964. 349 с.
4. Зуев В. Н., Комиссарчик В. Ф., Киселев А. Н. Применение нейронных сетей для краткосрочного прогнозирования электропотребления // Программные продукты и системы. 2009. № 1. С. 147–150; <http://swsys.ru/index.php?page=article&id=2058>
5. Модифицированная рекуррентная нейронная сеть Элмана в задаче краткосрочного прогнозирования потребления электроэнергии / И. П. Плисс, С. В. Попов, Т. В. Рыбальченко, Е. В. Слипченко // Светотехника и электроэнергетика. 2009. № 2. С. 79–87; <http://eprints.kname.edu.ua/11692/1/79-87.pdf>
6. Солдатова О. П., Семенов В. В. Применение нейронных сетей для решения задач прогнозирования // Исследовано в России. 2006; <http://zhurnal.gpi.ru/articles/2006/136.pdf>

Ю. А. ЦУМАРЕВ, С. Н. ЕМЕЛЬЯНОВ, кандидаты технических наук, Е. Н. ЦУМАРЕВ
(Белорусско-Российский университет, г. Могилев), В. К. ШЕЛЕГ, д-р техн. наук (БНТУ, г. Минск, Беларусь),
e-mail: u_tsumarev@mail.ru

Влияние формы точки на несущую способность сварного соединения

Дан анализ напряженно-деформированного состояния соединений, выполненных контактной точечной сваркой. Показано, что их несущая способность зависит от формы сварной точки и ее расположения относительно продольной оси соединения.

Ключевые слова: контактная точечная сварка, концентрация напряжений, напряженно-деформированное состояние, расчетная схема, нахлесточное соединение.

The stress-strain state of joints made by the contact spot welding is analyzed. It was shown that their carrying capacity depends on the shape of welded point and its location relative to the connection longitudinal axis.

Keywords: contact spot welding, stress concentration, the stress-strain state, the analytical model, lapping connection.

Контактная точечная сварка нашла широкое применение в машиностроительной промышленности благодаря своей экономичности, высокой производительности и хорошим санитарно-гигиеническим показателям процесса. Но эти соединения имеют низкую работоспособность, особенно при эксплуатации в условиях циклического нагружения. Повышение их работоспособности является актуальной задачей.

Основная причина низкой статической и циклической прочности таких соединений — значительная концентрация рабочих напряжений, обусловленная резким изменением размеров и формы [1, 2]. К тому же концентрация напряжений усугубляется вредным влиянием изгиба, обусловленного внецентренным приложением продольной растягивающей нагрузки к соединяемым пластинам на участках за пределами сварной точки.

Одним из факторов, приводящих к концентрации напряжений, является сужение силового потока и соответствующее ему сгущение силовых линий, вызванное меньшим поперечным размером сварной точки по сравнению с шириной соединяемых пластин [3]. Для исключения этого необходимо изменить форму сварной точки, увеличив ее поперечный размер. Чтобы проверить справедливость данного предположения и определить характер влияния формы сварной точки на ее несущую способность, рассчитали напряженно-деформированное состояние точечных соединений разных конструкций (рис. 1). Следует отметить, что все точки имели одинаковую площадь рабочего сечения. Кроме точек круглой формы были исследованы овальные точки с соотношением полуосей 1 : 2 при продольном и поперечном их расположении относительно оси сварного соединения. Соединяли стальные листы толщиной 4 + 4 мм. Для расчетов использовали пакет прикладных программ SOLID WORKS.

Рассчитывали нахлесточное соединение, в котором разрушающие силы P были направлены по одной прямой в противоположные стороны (см. рис. 1, в) [4]. Таким образом было обеспечено соблюдение принципа статического равновесия.



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 50)

7. Forecasting groundwater level using artificial neural networks/ P. D. Sreekanth, N. Geethanjali, P. D. Streedevi e.t.c. CURRENT SCIENCE. 2009. V. 96. N. 7; <http://www.ias.ac.in/currsci/apr102009/933.pdf>

8. Осовский С. Нейронные сети для обработки информации / Пер. с польского И. Д. Рудинского. М.: Финансы и статистика, 2002. 344 с.

9. Хайкин С. Нейронные сети: полный курс: Пер. с англ. М.: Издательский дом "Вильямс", 2006. 1104 с.

10. A Direct Adaptive Method for Faster Backpropagation Learning: The RPROP Algorithm by Martin Riedmiller, Heinrich Braun, University of Karlsruhe, W-7500 Karlsruhe, FRG; <http://paginas.fe.up.pt/~ee02162/dissertacao/RPROP%20paper.pdf>

11. Advanced Supervised Learning in Multi-layer Perceptrons — From Backpropagation to Adaptive Learning Algorithms, Martin Riedmiller, University of Karlsruhe, W-76128 Karlsruhe, FRG; <http://citeseer.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.27.7876&rep=repl&type=pdf>

12. Методы робастного, нейро-нечеткого и адаптивного управления: Учебник / Под ред. Н. Д. Егупова. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. 744 с.

13. Зак А. М., Чумаченко Е. Н. Применение регуляторов на основе нечеткой логики при производстве аэродромных плит марки ПАГ // Научные исследования в области транспортных, авиационных и космических систем "АКТ-2009" (авиация, космос, транспорт): Тр. X Всерос. науч.-техн. конф. и школы молодых ученых, аспирантов и студентов. Воронеж: ООО Фирма "Элист", 2009.

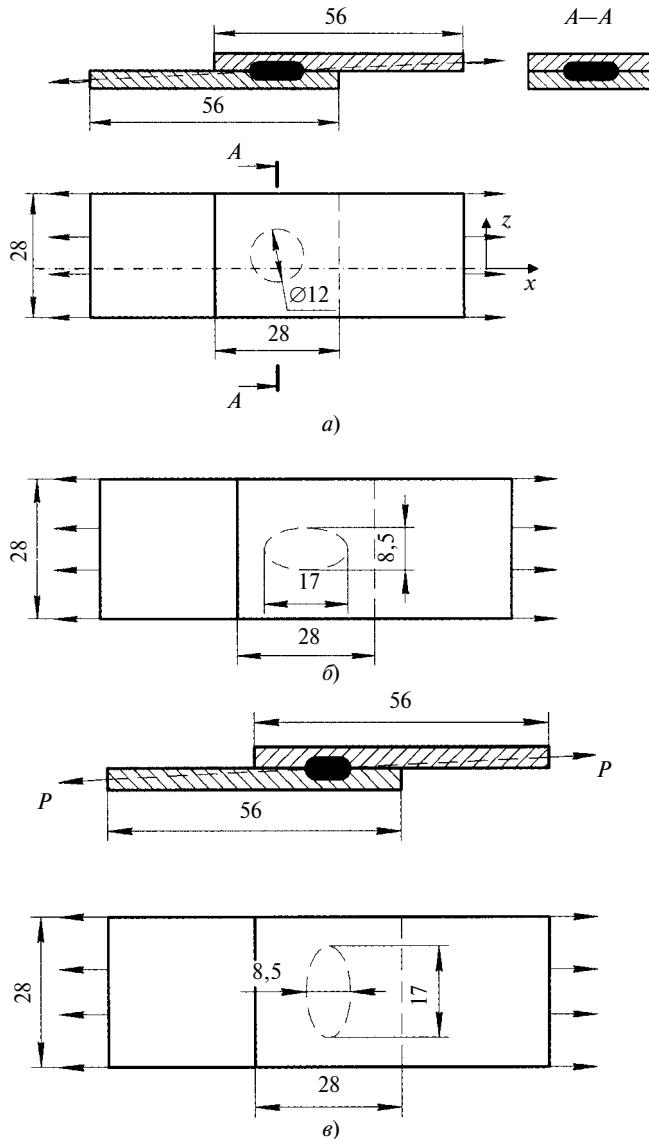


Рис. 1. Схемы точечных сварных соединений с круглой (а), овальной продольной (б) и овальной поперечной (в) точками

Результаты расчетов приведены на рис. 2 и 3. На рис. 2 показано распределение интенсивности напряжений вдоль продольной (x) и поперечной (z) осей, проходящих через центр соответствующей точки. На рис. 3, а показано распределение касательных напряжений τ_{xy} , а на рис. 3, б — нормальных напряжений σ_x . Как видно из приведенных на рис. 2 и 3 зависимостей, форма сварной точки и ее расположение относительно оси соединения оказывают значительное влияние на распределение рабочих напряжений. Наибольшие рабочие напряжения, а также касательные и нормальные напряжения отмечались для овальных точек, большая ось которых располагалась вдоль оси соединения, меньшая — поперек. Максимальные рабочие напряжения в поперечной овальной точке по сравнению с круглой точкой уменьшились со 170 до 120 МПа,

т. е. в 1,4 раза, максимальные касательные напряжения τ_{xy} также снизились — с 82 до 60 МПа, а максимальные нормальные напряжения уменьшились с 200 до 163 МПа, т. е. в 1,23 раза. Характерно, что уменьшение рабочих напряжений в точках, расположенных на продольной оси, сопровождается их увеличением в точках, лежащих на поперечной оси. Наибольшие напряжения имели место в соединении с продольным расположением овальной точки. Таким образом, соединение с поперечно расположенной овальной точкой характеризуется более равномерным распределением рабочих напряжений, в котором более загруженной является центральная область сварной точки.

Изменением отношения большой и малой осей овала сварной точки можно влиять на максимальное значение рабочих напряжений и добиваться

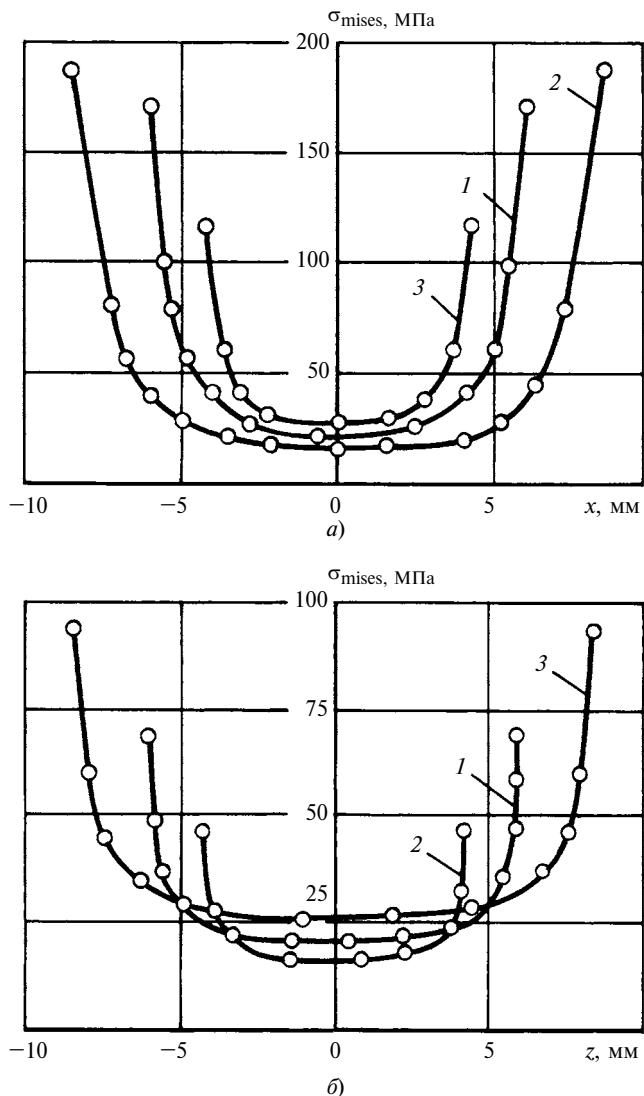


Рис. 2. Распределение интенсивности напряжений вдоль продольной (а) и поперечной (б) осей:
1, 2, 3 — соответственно для круглой, овальной продольной и овальной поперечной точек

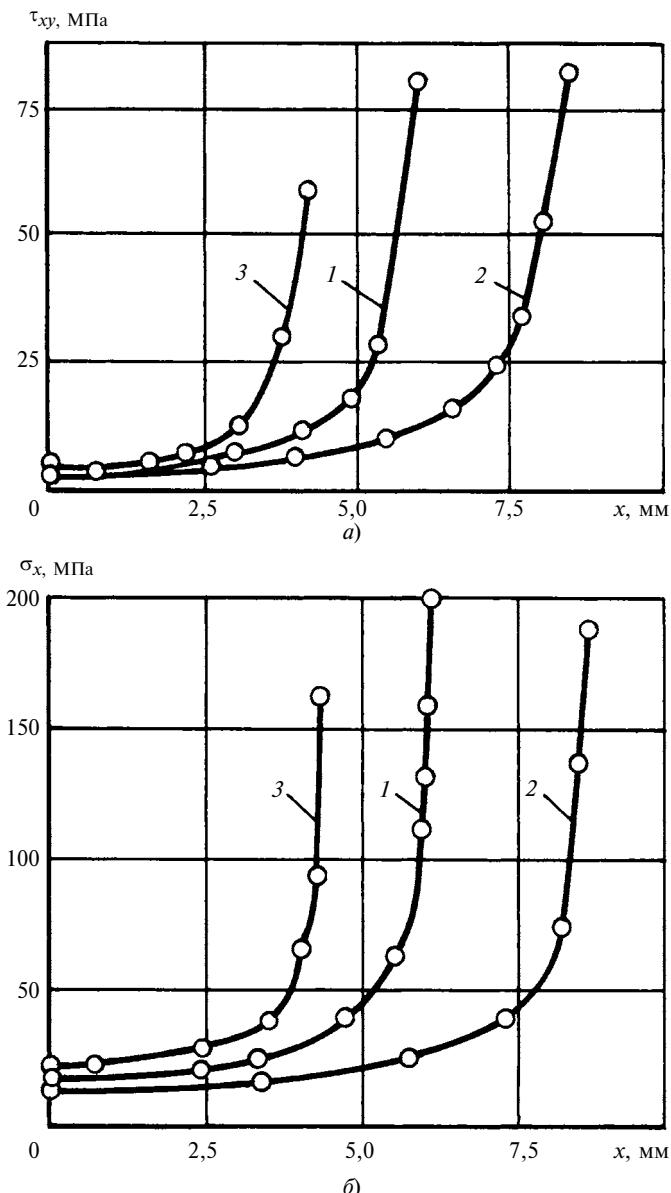


Рис. 3. Распределение касательных (а) и нормальных (б) напряжений вдоль продольной оси:

1, 2, 3 — соответственно для круглой, овальной продольной и овальной поперечной точек

большей прочности сварного точечного соединения. Поэтому точечное соединение с поперечно расположенной овальной точкой можно рекомендовать для применения в практике контактной точечной сварки. Следует отметить, что при практическом использовании рассматриваемого технического решения уменьшается продольный размер сварной точки, что позволяет уменьшить взаимное перекрытие соединяемых деталей (нахлестку) и, следовательно, расход основного металла, т. е. уменьшить массу соединения в целом.

Рассматриваемый вопрос заслуживает внимания исследователей с целью разработки более кон-

кретных рекомендаций для практического использования некруглых сварных точек в реальных конструкциях.

Для получения сварных точек овальной формы можно использовать электроды некруглой (не обязательно строго овальной) формы. Точечные соединения можно также получить с помощью рельефов, закладываемых между деталями перед сваркой. Использование рельефов мало освещено в технической литературе, хотя очевидно, что они могут дополнительно воздействовать на процесс контактной точечной сварки. Например, меняя химический состав материала рельефа, можно решать технологические задачи подбором оптимальной температуры его плавления и удельного электросопротивления, а регулировать прочность можно легированием металла литого ядра элементами, вводимыми в материал рельефа при образовании точки. При этом форма полученной точки будет в значительной степени определяться формой и размерами используемого рельефа.

Авторами были проведены эксперименты по контактной точечной сварке оцинкованной низкоуглеродистой стали с использованием закладных рельефов из коррозионно-стойкой стали X18H10T, которая имеет более низкую температуру плавления и в 7 раз более высокое электросопротивление, чем низкоуглеродистая сталь. Полученные результаты показали, что благодаря подобранному таким образом материалу закладного рельефа удалось обеспечить приемлемую степень сохранности защитного цинкового покрытия и повысить коррозионную стойкость сварного соединения.

Результаты могут быть использованы при создании электрозаклепочных сварных соединений, в которых поперечно расположенные овальные точки также будут обладать более высокими характеристиками несущей способности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Тумаков С. Ф. Повышение выносливости контактных точечных соединений локальным пластическим обжатием // Сварочное производство. 1981. № 2. С. 17–19.
2. Тумаков С. Ф., Подола Н. В. Сопротивление усталости нахлесточных соединений, выполненных точечной и рельефно-точечной сваркой // Автоматическая сварка. 1981. № 2. С. 65, 66.
3. Николаев Г. А., Куркин С. А., Винокуров В. А. Расчет, проектирование и изготовление сварных конструкций. М.: Высшая школа. 1971. С. 127.
4. Цумарев Ю. А. Расчет напряженно-деформированного состояния нахлесточных соединений // Сварка и диагностика. 2011. № 2. С. 14–18.

М. Е. САВВИНОВА, Е. С. СЕМЕНОВА, М. Д. СОКОЛОВА, кандидаты технических наук, С. Н. ПОПОВ, д-р техн. наук (Институт проблем нефти и газа СО РАН, г. Якутск), e-mail: svv_maria@rambler.ru

Технологические особенности модификации трубных полиэтиленов ПЭ80Б и ПЭ2НТ11*

Предложен метод модификации трубных полиэтиленов путем введенияnano- и термостабилизирующих добавок, обеспечивающий получение композитов со стабильными свойствами.

Ключевые слова: полиэтилен низкого давления, шпинель магния, цеолиты, термостабилизатор, текучесть расплава.

A method of polyethylene pipes modification through the introduction of nano- and heat-stabilizing additives is proposed. The method provides the obtaining of composites with stable properties.

Keywords: low-pressure polyethylene, magnesium spinel, zeolites, heat stabilizer, the melt fluidity.

В зависимости от условий эксплуатации полимерных материалов в промышленных системах требования к их свойствам могут быть различными. Так, транспортировка супензий и взвесей в горнодобывающей и других отраслях промышленности в условиях Севера, для которых характерны экстремально низкие температуры со значительными суточными перепадами и наличие мерзлых грунтов, что вызывает замерзание воды в трубах и образование морозобойных трещин, весьма затруднительна. Поэтому нужны материалы с особыми эксплуатационными свойствами.

Поставлена задача — разработать технологии модификации трубных полиэтиленов, так как механические свойства этих материалов определяются именно технологическими факторами. Применение в качестве модификаторов высокодисперсных наполнителей, в том числе ультрадисперсных, обладающих высокой энергонасыщенностью, повышенными структурной и химической активностями, является наиболее перспективным направлением получения композитов, отличающихся качественно новыми свойствами.

Материалы и методика эксперимента

В качестве основных полимерных материалов применяли трубные полиэтилены ПЭ80Б и ПЭ2НТ11.

Полиэтилен ПЭ80Б средней плотности используют в основном для изготовления трубопроводов и соединительных деталей газораспределительных сетей. Трубы из полиэтилена ПЭ80Б применяют

для подземных газопроводов, транспортирующих природные горючие газы промышленного и коммунально-бытового назначения, а также для трубопроводов хозяйственно-бытового холодного водоснабжения и для транспортирования жидких и газообразных веществ, к которым данный полиэтилен химически стоек [1].

Композиции бимодального ПЭ2НТ11 полиэтилена низкого давления предназначены для изготовления труб и соединительных деталей, используемых для хозяйствственно-питьевого водоснабжения, маркировочных полос, изделий, получаемых методом выдувного формования, а также для изготовления высокопрочных пленок толщиной 20 мкм и более.

В качестве нанодобавки использовали шпинель магния — искусственно синтезированный в Институте твердого тела СО РАН аналог минерала шпинель, представляющий собой сложный оксид магния и алюминия с фазовым составом $MgO \cdot Al_2O_3$. Частицы шпинели магния характеризуются высокой дисперсностью (размер частиц 50–70 нм) и развитой удельной поверхностью (40–170 м²/г) [2–5].

Результаты эксперимента

Для исследования влияния высокодисперсных наполнителей на технологические свойства полимерных композиционных материалов (ПКМ) использовали образцы из композитов на основе полиэтиленов ПЭ80Б и ПЭ2НТ11, модифицированных высокодисперсной шпинелью магния, изготовленные по двум разным технологиям, приведенным ниже.

1. *Технология центральной лаборатории ОАО "Казаньоргсинтез".* Композиции изготавливают на лабораторных вальцах последовательным введением в расплав базового полиэтилена 0,27 % термостабилизатора Ирганокс B225FF (смесь Irgafos 168 и Irganox 1010 в соотношении 1:1), 2,3 % светостабилизатора (технический углерод П-245) и 0,05–2,0 % шпинели магния. Условия вальцевания ПЭ80Б: температура переднего вала — 170 °C; температура заднего вала — 164 °C; время перемешивания — 10 мин. Условия вальцевания ПЭ2НТ11: температура переднего вала — 176 °C; температура заднего вала — 166 °C; время перемешивания — 10 мин. В результате вальцевания получили пленки полиэтиленовых композитов, из которых далее методом горячего прессования изготавливают образцы для ис-

* Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (проект № 09-03-98503).

пытаний (пластины, столбики). Условия прессования: температура — 143÷147 °C; давление — 180 кН.

2. Технология лаборатории материаловедения Института проблем нефти и газа СО РАН. Переработку композиций осуществляли с использованием пластикордера "Брабендер" при частоте вращения валков 30 мин⁻¹ и температуре 180 °C. Изделия формировали методом горячего прессования в прессформах необходимого типоразмера.

Для выявления возможности использования вводимых наполнителей в качестве термостабилизатора изготавливали образцы без добавки Ирганокс B225FF. Для сравнения в аналогичных условиях были изготовлены стандартные композиции — ПЭ80Б и ПЭ2НТ11.

Сначала исследовали влияние различных наполнителей на температуру плавления полиэтиленов. Ниже приведены температуры плавления полиэтиленов ПЭ80Б и ПЭ2НТ11 и композитов на их основе, содержащих 0,5 мас. % шпинели магния:

| Материал | T _{пл} , °C |
|---|----------------------|
| ПЭ80Б | 126,7 |
| ПЭ80Б + 0,5 мас. % MgAl ₂ O ₄ | 127,1 |
| ПЭ2НТ11 | 130,6 |
| ПЭ2НТ11 + 0,5 мас. % MgAl ₂ O ₄ | 130,0 |

Установлено, что введение данных наполнителей практически не влияет на температуру плавления полиэтилена базовых марок.

Для оценки вязкости расплава полимера применяют показатель текучести расплава (ПТР), который характеризует реологические свойства полимера, в том числе диапазон рекомендуемых технологических параметров переработки. Согласно работе [1] для достижения наилучшего сочетания свойств с оптимальной перерабатываемостью полиэтилен низкого давления должен иметь мини-

мально возможный ПТР и максимально высокое отношение ПТР_{21,6}/ПТР₅ (в индексах — значения нагрузок в килограммах). Результаты исследования ПТР при нагрузках 5 и 21,6 кг, а также значения отношения ПТР_{21,6}/ПТР₅ приведены в табл. 1.

Анализ результатов показал, что концентрация добавок не оказывает существенного влияния на ПТР полиэтилена ПЭ80Б, содержащего термостабилизатор. Переработка модифицированного ПЭ80Б без термостабилизатора приводит к снижению ПТР при нагрузке 5 кг на 35 % по сравнению с образцами, содержащими стабилизатор.

Анализ ПТР композиций, полученных на базе ПЭ2НТ11, показал, что ПТР при переработке с добавками и термостабилизатором также в основном соответствует ПТР стандартного образца. Переработка ПЭ2НТ11 с выбранными наполнителями без термостабилизатора сопровождается деструкцией в области высоких молекулярных масс, о чем свидетельствует увеличение ПТР_{21,6} на 18 %.

Таким образом, установлено, что введениеnanoшпинели магния при переработке базовых полиэтиленов ПЭ80Б и ПЭ2НТ11 в присутствии термостабилизатора не оказывает существенного влияния на их реологические характеристики, а ПТР при этом изменяется так же, как у стандартных композиций. При переработке композитов на основе ПЭ80Б и ПЭ2НТ11 без термостабилизатора наблюдается интенсивное сшивание полимеров, что указывает на низкое термостабилизирующее влияние шпинели в их составе.

Основное внимание при разработке технологии переработки нанокомпозитов на полиэтиленовой основе уделялось равномерности распределения наполнителя в полимерной матрице. Критерием равномерности считали стабильность прочностных показателей композитов при растяжении.

ПТР композитов на основе ПЭ80Б и ПЭ2НТ11

| Композиция | ПТР ₅ /ΔПТР, % | ПТР _{21,6} /ΔПТР, % | ПТР _{21,6} /ПТР ₅ , % |
|--|---------------------------|------------------------------|---|
| ПЭ80Б | 0,75 | 10,9 | 14,5 |
| ПЭ80Б + 0,25 мас. % B225FF | 0,45/40 | 7,9/27 | 17,5 |
| ПЭ80Б + 0,5 мас. % MgAl ₂ O ₄ | 0,29/61 | 6,2/43 | 21,4 |
| ПЭ80Б + 0,25 мас. % B225FF + 0,05 мас. % MgAl ₂ O ₄ | 0,45/40 | 8,1/26 | 18,0 |
| ПЭ80Б + 0,25 мас. % B225FF + 0,1 мас. % MgAl ₂ O ₄ | 0,47/37 | 8,4/23 | 17,9 |
| ПЭ80Б + 0,25 мас. % B225FF + 0,5 мас. % MgAl ₂ O ₄ | 0,45/40 | 8,1/26 | 18,0 |
| ПЭ80Б + 0,25 мас. % B225FF + 1,0 мас. % MgAl ₂ O ₄ | 0,48/36 | 8,5/22 | 17,7 |
| ПЭ2НТ11 | 0,20 | 7,2 | 36,0 |
| ПЭ2НТ11 + 0,25 мас. % B225FF | 0,18/10 | 6,7/7 | 37,2 |
| ПЭ2НТ11+ 0,5 мас. % MgAl ₂ O ₄ | 0,19/5 | 8,5/-18 | 44,7 |
| ПЭ2НТ11+ 0,25 мас. % B225FF + 0,05 мас. % MgAl ₂ O ₄ | 0,17/15 | 6,4/11 | 37,6 |
| ПЭ2НТ11+ 0,25 мас. % B225FF + 0,1 мас. % MgAl ₂ O ₄ | 0,18/10 | 6,4/11 | 35,3 |
| ПЭ2НТ11+ 0,25 мас. % B225FF + 0,5 мас. % MgAl ₂ O ₄ | 0,17/15 | 6,5/10 | 38,2 |
| ПЭ2НТ11+ 0,25 мас. % B225FF + 1,0 мас. % MgAl ₂ O ₄ | 0,17/15 | 6,4/11 | 37,6 |

Примечания. ΔПТР — разность ПТР базового композита и композита с наполнителем; размерность ПТР — г/10 мин.

Таблица 2
Физико-механические характеристики композитов на основе ПЭ80Б, полученных различными способами

| Материал, способ получения | σ_{\max} , МПа | E , МПа | ε , % |
|---|-----------------------|---------------------|-------------------|
| ПЭ80Б | 24,7 | 1077 | 578 |
| | 24,9 | 997 | 621 |
| | 26,1 | 902 | 660 |
| | 25,4 | 1155 | 606 |
| | 25,4 | 981 | 634 |
| Среднее | 25,3 (24,7÷26,1) | 1022 (902÷1155) | 620 (578÷660) |
| ПЭ80Б + + 1,0 мас. % MgAl ₂ O ₄ , способ 1 | 21,4 | 1019 | 528 |
| | 21,6 | 1072 | 509 |
| | 23,4 | 1073 | 555 |
| | 24,8 | 1089 | 582 |
| | 23,8 | 1102 | 560 |
| Среднее | 23,0 (21,4÷24,8) | 1071 (1019÷1102) | 547 (509÷582) |
| ПЭ80Б + + 1,0 мас. % MgAl ₂ O ₄ , способ 2 | 23,4 | 997 | 590 |
| | 21,4 | 893 | 537 |
| | 23,7 | 1023 | 565 |
| | 24,3 | 939 | 597 |
| Среднее | 23,2 (21,4÷24,3) | 963 (893÷1023) | 572 (537÷597) |
| ПЭ80Б + + 1,0 мас. % MgAl ₂ O ₄ , способ 3 | 25,3 | 1063 | 610 |
| | 23,6 | 998 | 580 |
| | 26,6 | 971 | 635 |
| | 25,2 | 1037 | 562 |
| | 25,8 | 1169 | 656 |
| Среднее | 25,3 (23,6÷26,6) | 1048 (971÷1169) | 609 (562÷656) |
| Примечание. В скобках приведены диапазоны значений величины. | | | |

Для введения высокодисперсного наполнителя в полимерную матрицу использовали три способа:

1) смешение в мельнице ОПА-1 (меситель типа "пьяная бочка") гранул полиэтилена и наполнителя и экструдирование смеси;

2) смешение в мельнице ОПА-1 предварительно измельченных гранул полиэтилена и экструдирование смеси;

3) смешение гранул полиэтилена и наполнителя в роторном смесителе при температуре $T = 170$ °C с последующим измельчением (перегрануляция) и экструдирование смеси.

Основным объектом исследования влияния способа введения добавки на стабильность физико-механических свойств получаемых материалов выбран композит на основе ПЭ80Б, содержащий 1 мас. % шпинели магния. Образцы немодифицированного полиэтилена получали экструдированием гранул ПЭ80Б. Анализ полученных результатов (табл. 2) показал, что прочностные характеристики ПЭ80Б стабильны и высоки. Значения максимальной проч-

ности (σ_{\max}) при растяжении композитов, полученных первым способом, имеют большой разброс, однако модуль упругости E и относительное удлинение ε при разрыве — стабильны. Второй способ позволяет получить композиты со стабильными значениями σ_{\max} и относительно стабильными значениями E и ε . Прочностные характеристики композитов, полученных при введении высокодисперсного наполнителя первым и вторым способами, ниже характеристик исходного ПЭ80Б.

Третий способ позволяет получить композиты с характеристиками не ниже, чем у ПЭ80Б. Они характеризуются стабильной максимальной прочностью и недостаточно стабильными модулем упругости и относительным удлинением, однако эти показатели во всех случаях выше, чем у композитов, полученных первым и вторым способами.

Таким образом, показана эффективность способа предварительного смешения гранул полиэтилена и наполнителя в роторном смесителе с последующим измельчением смеси и переработкой для модификации трубных полиэтиленов. Перегрануляция смеси приводит к равномерному распределению наполнителя в объеме полимера и, следовательно, к изменению свойств композитов. Применяя разную технологию переработки полимеров, варьируя концентрацию и вид наполнителя, можно управлять процессами структурообразования в полимере и его свойствами.

Косвенным показателем сил межмолекулярного и адгезионного взаимодействия в системе "полимер — наполнитель" является плотность ρ . Даже при небольшом наполнении полимерной матрицы шпинелью магния (от 0,05 до 1,0 мас. %) плотность возрастает (табл. 3), что свидетельствует о формировании в композитах более плотной структуры, т. е. высокодисперсный наполнитель изменяет морфологию полиэтиленов.

Таблица 3
Плотность композитов на основе ПЭ80Б, ПЭ2НТ11 и шпинели магния

| Композиция | ρ , г/см ³ |
|---|----------------------------|
| ПЭ80Б + 0,25 мас. % B225FF | 0,9375 |
| ПЭ80Б + 0,5 мас. % MgAl ₂ O ₄ | 0,9373 |
| ПЭ80Б + 0,25 мас. % B225FF + 0,05 мас. % MgAl ₂ O ₄ | 0,9374 |
| ПЭ80Б + 0,25 мас. % B225FF + 0,1 мас. % MgAl ₂ O ₄ | 0,9380 |
| ПЭ80Б + 0,25 мас. % B225FF + 0,5 мас. % MgAl ₂ O ₄ | 0,9388 |
| ПЭ80Б + 0,25 мас. % B225FF + 1,0 мас. % MgAl ₂ O ₄ | 0,9383 |
| ПЭ2НТ11 + 0,25 мас. % B225FF | 0,9474 |
| ПЭ2НТ11 + 0,5 мас. % MgAl ₂ O ₄ | 0,9514 |
| ПЭ2НТ11 + 0,25 мас. % B225FF + 0,05 мас. % MgAl ₂ O ₄ | 0,9475 |
| ПЭ2НТ11 + 0,25 мас. % B225FF + 0,1 мас. % MgAl ₂ O ₄ | 0,9489 |
| ПЭ2НТ11 + 0,25 мас. % B225FF + 0,5 мас. % MgAl ₂ O ₄ | 0,9506 |
| ПЭ2НТ11 + 0,25 мас. % B225FF + 1,0 мас. % MgAl ₂ O ₄ | 0,9527 |

Ф. Н. АБРАМОВ, канд. техн. наук (Национальный технический университет Украины "КПИ", г. Киев),
e-mail: nikona@mail.ru

Базы и теоретические схемы базирования цилиндрических заготовок на призмах

Проанализированы проблемы базирования цилиндрических заготовок на призмах, предложен новый подход к выбору баз и схем базирования для их устранения.

Ключевые слова: цилиндрическая заготовка, обработка, базирование, призма.

The problems of basing of cylindrical workpieces on the prisms have been analyzed, and a new approach to the choice of bases and basing schemes for elimination of these problems is proposed.

Keywords: cylindrical workpiece, processing, basing, prism.

Широкое использование призм при обработке цилиндрических заготовок обуславливает актуальность вопросов их базирования, особенно связанных с разработкой теоретических схем базирования на призмах. Задача состоит не только в определении геометрического элемента в качестве технологической базы, но, главное, в обеспечении точности базирования заготовок.

При назначении технологических баз следует соблюдать два требования: 1) назначаемый в качестве технологической базы геометрический элемент должен принадлежать конструкции заготовки, т. е. не противоречить стандартизованному понятию "база"; 2) назначаемая база должна обеспечивать возможность комплексной (с учетом всех одновременно действующих факторов) оценки точности базирования заготовки на этапе проектирования технологического процесса. С позиций этих требований в статье проанализированы рекомендуемые

в настоящее время базы и теоретические схемы базирования цилиндрических заготовок на призмах, и даны рекомендации по решению имеющихся проблем, основанные на терминах и понятиях, изложенных в работах [1÷3].

Анализ рекомендуемых ГОСТом и другими публикациями баз и теоретических схем базирования цилиндрических заготовок на призмах

В зависимости от угла между опорными поверхностями применяют призмы двух типов: 1) $\varphi = 90^\circ$; 2) $\varphi = 20^\circ$. Наибольшее распространение получили призмы первого типа, поэтому их и будем рассматривать.

Проанализируем базирование на призмах заготовок двух видов: гладких (бесступенчатых) и ступенчатых. Кроме того, рассмотрим различные угловые положения призм в пространстве, что позволяет получить однозначный ответ на вопрос об их влиянии на вид рассматриваемых баз.

Анализ начнем с изучения базирования на призмах гладких цилиндрических заготовок, спецификой базирования которых является использование широких призм.

Базы и теоретические схемы базирования гладких цилиндрических заготовок на призмах

Рассмотрим четыре наиболее характерные угловые положения призмы в прямоугольной пространственной (декартовой) системе координат $OXYZ$ (рис. 1).



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 57)

Таким образом, можно изменять эксплуатационные характеристики полимеров, выбирая соответствующий способ введения нанодобавки и варьируя концентрацию наполнителя.

Исследования проведены при малых концентрациях высокодисперсного наполнителя, планируется дальнейшее изучение свойств материалов при средних и больших концентрациях наполнителя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Полиэтилен: производство, рынок и перспективные направления переработки / Р. С. Ярулин, Р. К. Сабиров, С. И. Вольфсон, В. И. Кимельблат. Казань: Экс-пресс. 2003. 192 с.

2. Охлопкова А. А., Адрианова О. А., Попов С. Н. Модификация полимеров ультрадисперсными соединениями. Якутск: ЯФ изд-ва СО РАН, 2003. 224 с.

3. Охлопкова А. А., Гоголева О. В., Шиц Е. Ю. ПКМ триботехнического назначения на основе СВМПЭ и ультрадисперсных соединений // Трение и износ. 2004. Т. 25, № 2. С. 202–206.

4. Охлопкова А. А., Петрова П. Н., Гоголева О. В. Разработка полимерных триботехнических материалов на основе сверхвысокомолекулярного полиэтилена и нанодисперсных соединений // Наука и образование. 2006. № 1. С. 78–82.

5. Полимерные композиты с аддитивными к условиям эксплуатации свойствами / А. А. Охлопкова, П. Н. Петрова, С. А. Слепцова и др. // Сб. тр. XXIV междунар. конф. "Композиционные материалы в промышленности. Славполиком" (31 мая — 4 июня 2004 г., г. Ялта). Ялта: [Б. И.]. С. 194–196.

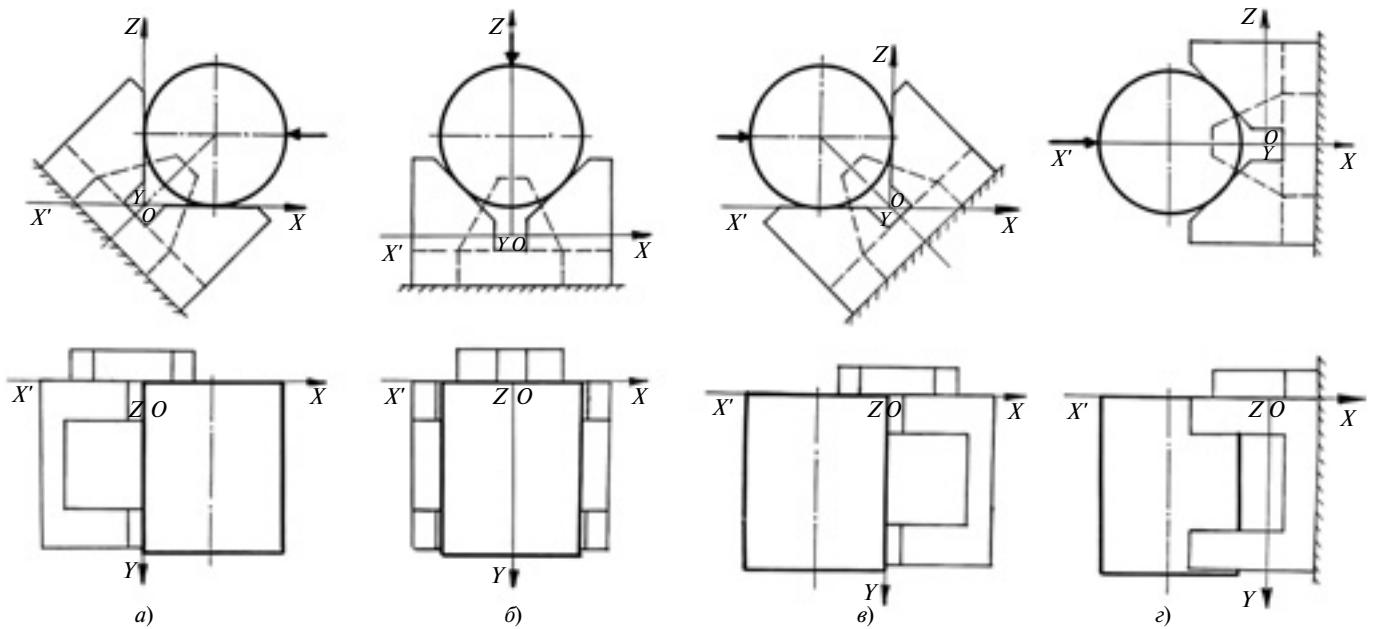


Рис. 1. Реальные схемы базирования гладкой цилиндрической заготовки на широкой призме

При первом положении призмы (рис. 1, а) ее плоскость симметрии располагается относительно плоскости YOZ под углом 45° . В этом случае опорные поверхности призмы совмещены с плоскостями XOY и YOZ системы координат XYZ .

При втором положении призмы (рис. 1, б) ее плоскость симметрии совмещена с плоскостью YOZ системы координат XYZ .

При третьем положении призмы (рис. 1, в) ее плоскость симметрии повернута относительно плоскости YOZ против часовой стрелки на угол 45° .

В четвертом положении (рис. 1, г) плоскость симметрии призмы совмещена с плоскостью XOY , расположенной слева от плоскости YOZ .

Теоретические схемы базирования заготовки, соответствующие указанным выше четырем положениям призмы, показаны на рис. 2.

Согласно ГОСТу [4] при всех положениях призмы базируемая заготовка имеет две базы: база I реализуется опорными поверхностями призмы 1, база II — специальным упором 2.

При первом положении призмы (см. рис. 1, а) в качестве базы I принимается цилиндрическая поверхность заготовки (см. рис. 2, а). По степеням свободы, которых лишается заготовка (далее — лишаемым), и характеру проявления указанную базу считают двойной направляющей явной. Базой II (см. рис. 2, а) принято считать плоский торец заготовки. Ее относят к опорным явным базам. Учитывая, что база II сохраняется при всех положениях призмы, будем анализировать только базу I.

При втором положении призмы (см. рис. 1, б) за базу I принимается линия пересечения двух взаимно перпендикулярных плоскостей: плоскости сим-

метрии призмы и плоскости, проведенной через линии контакта опорных поверхностей последней с базовой шейкой (см. рис. 2, б). По лишенным степеням свободы и характеру проявления указанную базу относят к двойным направляющим скрытым базам.

Очевидно, что при третьем (см. рис. 1, в) и четвертом (см. рис. 1, г) положениях призмы базы I (см. рис. 2, в, г) идентичны базам I, полученным соответственно при первом (см. рис. 2, а) и втором (см. рис. 2, б) ее положениях.

Рассмотренные технологические базы, рекомендуемые ГОСТом [4], вызывают не только вопросы и сомнения, но и серьезные возражения. Во-первых, не ясен механизм смены базы I при изменении положения призмы с первого на второе и с третьего на четвертое. Во-вторых, предлагаемая при втором и четвертом положениях призмы в ка-

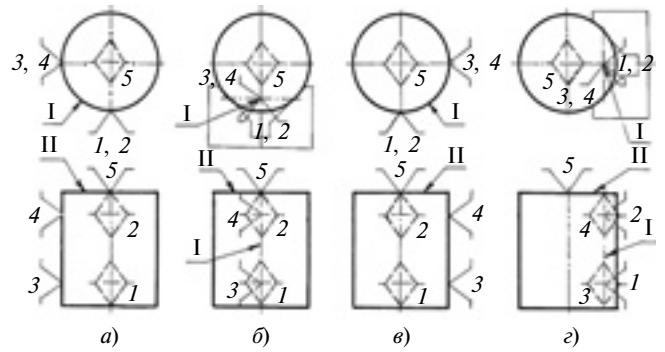


Рис. 2. Теоретические схемы базирования гладкой цилиндрической заготовки на широкой призме ($1\div 5$ — опорные точки)

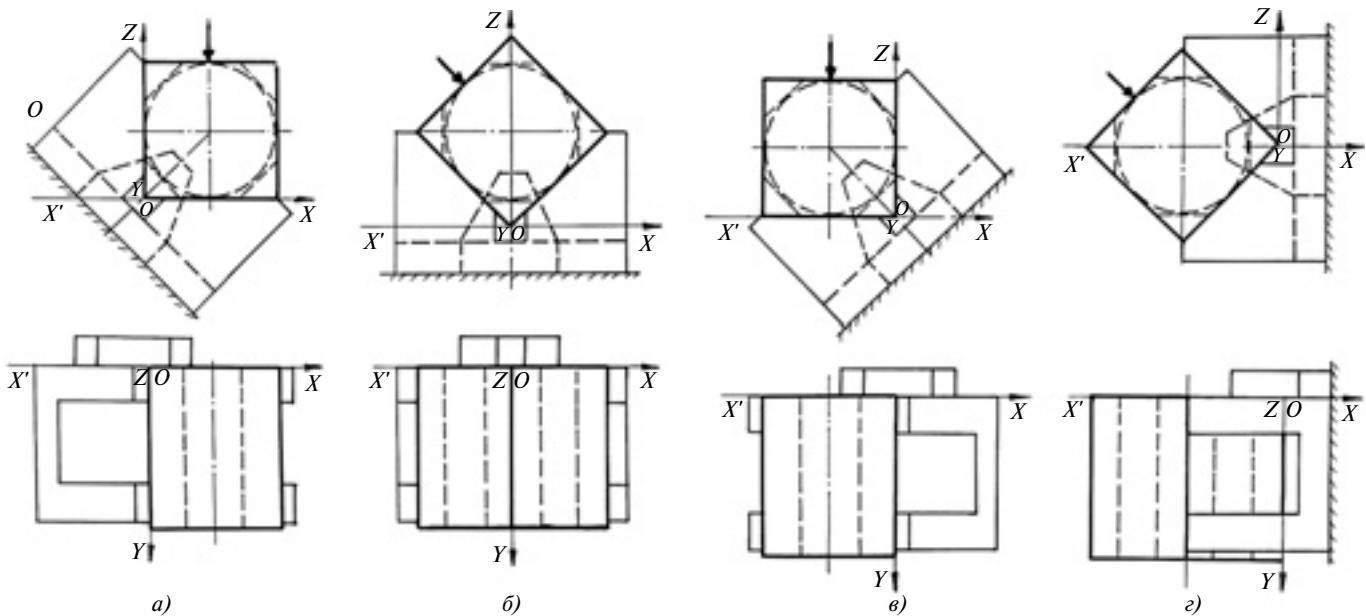


Рис. 3. Реальные схемы базирования четырехгранной призматической заготовки на широкой призме

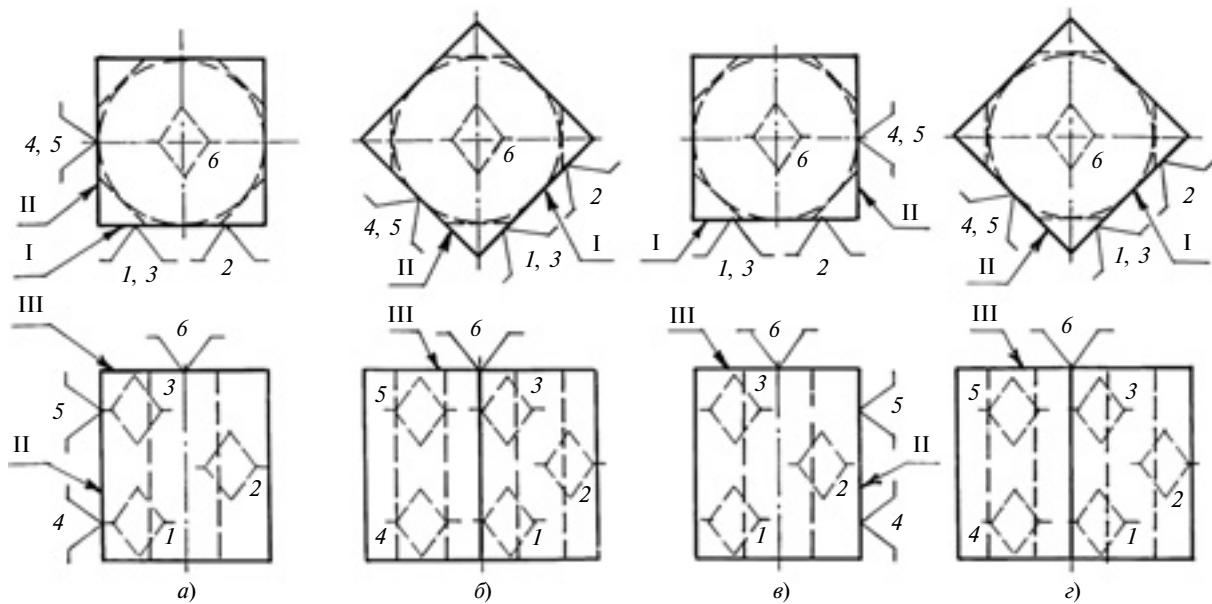


Рис. 4. Теоретические схемы базирования четырехгранной призматической заготовки на широкой призме (1÷6 — опорные точки)

чество базы I линия пересечения двух воображаемых плоскостей вызывает серьезное возражение, так как образующийся в результате геометрический элемент не принадлежит конструкции заготовки, а получается путем дополнительного геометрического построения с использованием геометрических элементов призмы. В-третьих, есть серьезное сомнение в том, что призма реализует только одну технологическую базу, и т. д.

Чтобы получить ответы на возникшие вопросы, рассмотрим базирование на призме, занимающей указанные выше положения, заготовки другого ви-

да — четырехгранный призмы, имеющей в попечерном сечении форму квадрата (рис. 3). Теоретические схемы базирования такой заготовки для соответствующих положений призмы показаны на рис. 4.

Если руководствоваться рекомендациями ГОСТа [4] и других публикаций, то независимо от углового положения призмы в пространстве рассматриваемая заготовка будет иметь три неизменные технологические базы: базы I и II реализуют опорные поверхности призмы, а базу III — специальный упор (см. рис. 4).

Базой I считается одна из плоских граней заготовки. По предлагаемой стандартом классификации баз (речь идет о лишаемых степенях свободы и характере проявления) указанную базу считают установочной явной. За базу II принимается еще одна плоская грань. По классификации баз ее относят к направляющим явным базам. В качестве базы III рассматривают плоский торец заготовки, опорную явную по классификации баз.

Очевидно, что замена четырехгранной призматической заготовки на восьмигранную (на рис. 3 и 4 — штриховые линии) не приведет к изменению характера баз I, II и III. Однако ситуация изменится, если увеличивать число n граней до бесконечности. При $n = \infty$ ширина граней станет равной нулю и многогранная призма выродится в круглый цилиндр (на рис. 3 и 4 — штриховые линии). В результате установочная I и направляющая II базы, имеющие место при базировании многогранной призматической заготовки, переместятся с ее плоских граней на образующие цилиндрической поверхности. Последние превратятся в две направляющие явные базы I и II.

Из анализа данного примера следует, что устанавливаемая на широкой призме цилиндрическая заготовка всегда имеет не одну (двойную направляющую скрытую или явную), а две направляющие явные технологические базы, располагаемые на образующих цилиндрической поверхности. Однако это противоречит стандартизованному понятию "комплект баз" [4], согласно которому максимальное число баз любой заготовки не может быть больше трех: в рассмотренном случае для лишения заготовки всех шести степеней свободы потребуется использование еще одной (четвертой) базы.

Базы и теоретические схемы базирования ступенчатых цилиндрических заготовок на призмах

Спецификой базирования таких заготовок является установка их двумя шейками на две узкие призмы. При этом базовые шейки могут быть разных диаметров, иметь разные точности и погрешности формы поверхностей.

Рассмотрим реальную схему базирования ступенчатой заготовки только для одного положения призмы в пространстве: с вертикальным расположением плоскости симметрии (рис. 5, а). Рекомендуемая стандартом [4] и другими публикациями теоретическая схема базирования заготовки показана на рис. 5, б.

Согласно стандарту [4] в этом случае заготовка будет иметь две технологические базы. За базу I (см. рис. 5, б) принимают сочетание двух прямых линий, образованных пересечением плоскостей

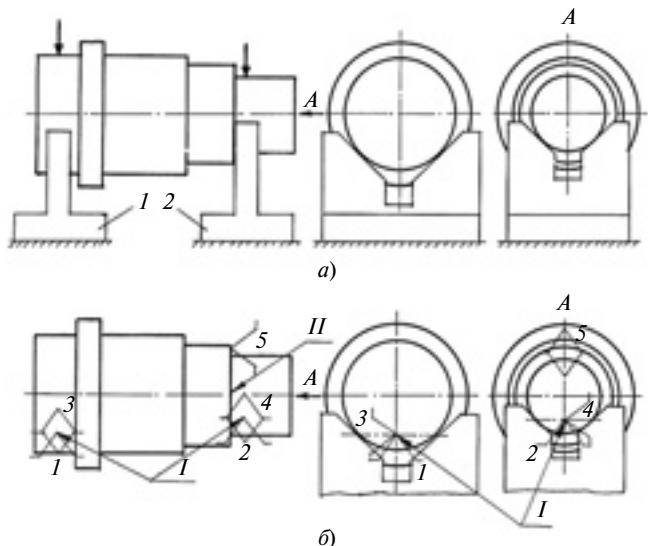


Рис. 5. Реальная (а) и теоретическая (б) схемы базирования ступенчатой цилиндрической заготовки на двух узких призмах (1–5 — опорные точки)

симметрии призм 1 и 2 с плоскостями, проведенными через линии контакта поверхностей базовых шеек с опорными поверхностями призм. По классификации баз ее считают двойной направляющей скрытой базой. За базу II принимают торец заготовки, соприкасающийся с призмой 2; ее относят к опорным явным базам.

Существуют и иные точки зрения на базы и теоретические схемы базирования указанных заготовок на призмах. Например, в работах [5 и 6] предлагается принимать за базу I сочетание цилиндрических поверхностей базовых шеек заготовки. Ее рекомендуют рассматривать в качестве двойной направляющей явной базы. Кроме того, в работе [5] допускается возможность принятия за базы I и II цилиндрических поверхностей базовых шеек. К сожалению, авторы двух последних предложений не представили теоретические схемы базирования заготовки с показом на них опорных точек, что затрудняет их анализ. Однако такое предложение противоречит приведенному выше понятию "комплект баз", так как для лишения заготовки шестой степени свободы потребуется четвертая технологическая база.

К рассмотренным выше базам и теоретическим схемам базирования ступенчатых цилиндрических заготовок на призмах относятся все замечания и вопросы, рассмотренные при анализе базирования гладких цилиндрических заготовок. Приемлемым здесь является и вывод о том, что призмы реализуют на цилиндрических заготовках направляющие технологические базы, расположенные на их образующих. Только в данном случае такими базами будут являться сочетания образующих цилиндрических поверхностей базовых шеек. Однако при-

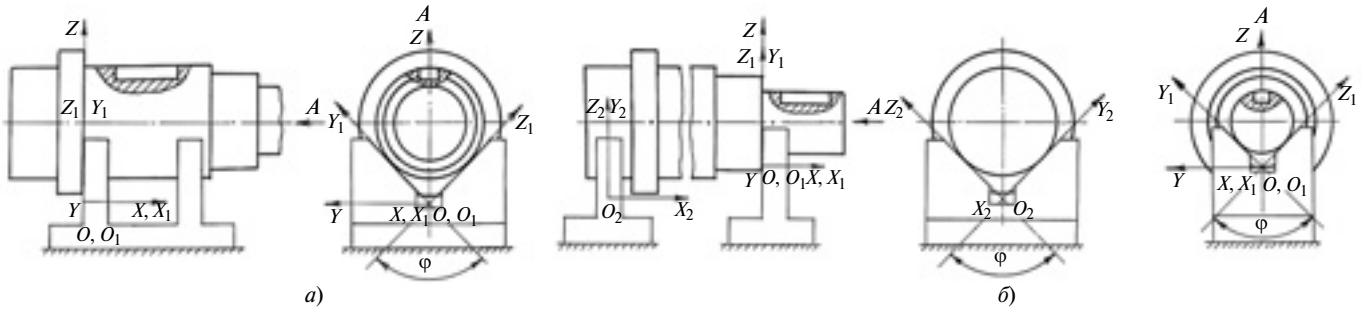


Рис. 6. Реальная (а) и теоретическая (б) схемы базирования ступенчатого вала на широкой призме ($I \div 5$ — координатные точки)

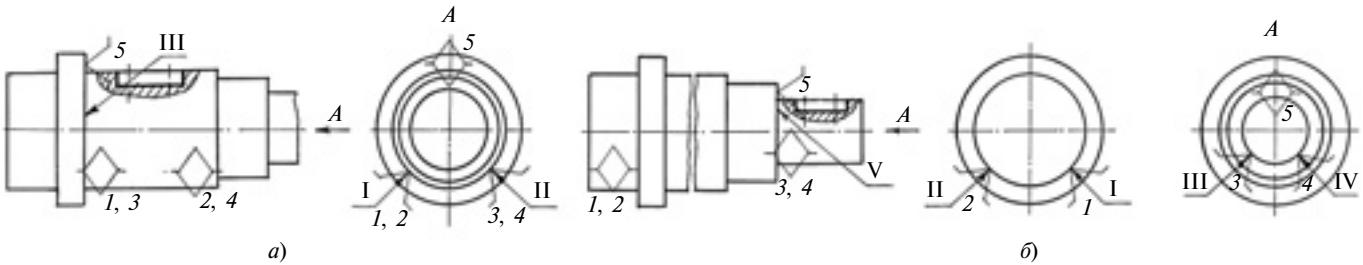


Рис. 7. Реальная (а) и теоретическая (б) схемы базирования ступенчатого вала на двух узких призмах ($I \div 5$ — координатные точки)

знание существования указанных баз также будет противоречить стандартизованному понятию "комплект баз", так как для лишения заготовки шестой степени свободы потребуется задать еще одну (четвертую) технологическую базу.

Выявленные выше проблемы выбора баз и теоретических схем базирования цилиндрических заготовок на призмах могут быть решены, если при их рассмотрении руководствоваться новым взглядом на базирование и базы в машиностроении, изложенном в работах [1÷3]. Это подтверждает приведенный далее пример выбора теоретической схемы базирования на призмах цилиндрической заготовки типа ступенчатого вала.

Рекомендуемые базы и теоретические схемы базирования на призмах заготовки типа ступенчатого вала

Поставленную задачу будем решать путем анализа двух реальных схем базирования рассматриваемой заготовки на призмах: 1) при установке вала длинной шейкой на широкой призме; 2) при установке вала двумя шейками на двух узких призмах. При этом будем использовать призмы только с вертикальным расположением плоскостей симметрии.

Реальные схемы базирования заготовки приведены на рис. 6, соответствующие им теоретические схемы — на рис. 7.

На реальных схемах базирования заготовки показаны системы координат, используемые при решении поставленной задачи. На первой реальной

схеме базирования заготовки (см. рис. 6, а) используется основная XYZ и дополнительная $X_1Y_1Z_1$ системы координат. Соответствующая этой реальной схеме теоретическая схема базирования заготовки представлена на рис. 6, б.

Базируемая заготовка имеет три технологические базы. Базами I и II, реализуемыми опорными поверхностями призмы, являются направляющие цилиндрической поверхности базовой шейки. По характеру задаваемых координат это постоянно-координатные базы, по числу и способу их задания — двухкоординатные (направляющие), а по характеру проявления — материальные (реальные). Базой III, реализуемой торцом призмы, следует считать точку на торце заготовки. По характеру задаваемых координат это постоянно-координатная база, по числу и способу их задания — однокоординатная (опорная), а по характеру проявления — материальная.

На второй реальной схеме базирования заготовки (см. рис. 7, а) применяются основная XYZ и дополнительные $X_1Y_1Z_1$ и $X_2Y_2Z_2$ системы координат. В данном случае заготовка имеет пять технологических баз (см. рис. 7, б). Базами I÷IV, обеспечивающими опорными поверхностями призм, служат точки на образующих цилиндрических поверхностях опорных шеек. По характеру задаваемых координат указанные базы — постоянно-координатные, по числу и способу задания последних — однокоординатные (опорные), а по характеру проявления — материальные. База V идентична базе III

Долговечность пластически деформированных коррозионно-стойких сталей

Исследовано влияние предварительной пластической деформации ряда коррозионно-стойких сталей на их механические свойства при статическом растяжении и циклическом нагружении на воздухе и в коррозионной среде.

Ключевые слова: коррозионно-стойкие стали, долговечность, деформация, повреждаемость.

The effect of preliminary plastic deformation of a series of corrosion-resistant steels on their mechanical properties under static tensile and cyclic loading in air and in corrosive environments is investigated.

Keywords: corrosion-resistant steels, durability, deformation, damaging.

Большинство металлоконструкций подвергаются воздействию знакопеременных нагрузок. Надежность металлоизделий наряду с конструктивными факторами в значительной степени определяется структурой и свойствами используемых материалов, зависящими от вида и режима их технологической обработки.

При изготовлении деталей машин и механизмов в качестве технологической обработки широко применяется пластическое деформирование (штамповка, высадка, прокатка и др.). Однако данные по сопротивлению коррозионно-стойких сталей, прошедших деформирование с разными скоростями и степенями деформации, усталостному разрушению на воздухе ограничены, а в коррозионной среде — практически отсутствуют [1]. При выборе оборудования и режимов обработки деталей, как правило, руководствуются такими критериями, как эко-

номичность, технологичность формообразования и т. п., но не долговечностью изготавляемого изделия. Поэтому работы в данном направлении представляют особый интерес.

Для исследований выбраны широко применяемые в промышленности коррозионно-стойкие стали аустенитного (12Х18Н10Т, 12Х17Г9АН4) и мартенситного (40Х, 20Х13, 14Х17Н2, 32Х13Н6К3М2БДЛТ) классов.

Стандартные плоские образцы предварительно осаживали, получая деформацию от 0 до 40 %, через подкладной инструмент на гидропрессе ДО-436 (скорость деформации $0,08 \text{ с}^{-1}$) и падающем молоте МЛ-3 (скорость деформации 100 с^{-1}); цилиндрические образцы растягивали на разрывной машине ZD 10/90 со скоростями деформации 0,0011, 0,0056 и $0,028 \text{ с}^{-1}$. Образцы подвергали термообработке по заводской технологии. Статические испытания на разрыв проводили на машине Instron-1115. Знакопеременное нагружение плоских образцов осуществляли на специально спроектированной двухпозиционной машине по "жесткой" схеме симметричного консольного изгиба с частотой 25 Гц, цилиндрических — по схеме симметричного консольного кругового изгиба с частотой 50 Гц на машине МИП-8, оснащенной фазосинхронизатором и микроскопом со стробоскопическим освещением для наблюдения за микроструктурной повреждаемостью поверхности образца в опасном сечении в процессе циклического нагружения [2]. В качестве коррозионной среды использовали достаточно агрессивный по отношению к сталим 3 %-й водный



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 60)

на предыдущей схеме базирования заготовки (см. рис. 6, б).

Базы, используемые в обеих схемах базирования заготовки, не противоречат предложенному автором понятию "полный комплект баз" [1], согласно которому максимальное их число может быть равно шести.

Вывод

Назначаемые в соответствии с ГОСТом [4] базы и теоретические схемы базирования цилиндрических заготовок на призмах имеют ряд серьезных недостатков, которые можно устранить, руководствуясь новым взглядом на базирование и базы в машиностроении, изложенным в работах [1÷3].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Абрамов Ф. Н. О разработке терминологии базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2006. № 2. С. 67—72.
2. Абрамов Ф. Н. О классификации терминов базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2006. № 3. С. 56—61.
3. Абрамов Ф. Н. К вопросу о сущности базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2007. № 6. С. 74—77.
4. ГОСТ 21495—76. Базирование и базы в машиностроении. Термины и определения. М.: Изд-во стандартов, 1976. 35 с.
5. Колкер Я. Д., Руднев О. Н. Базирование и базы в машиностроении. Киев: Высшая школа, 1991. 100 с.
6. Коганов И. А., Каплан Д. С. Основы базирования. Тула: ТулГТУ, 1993. 128 с.

раствор морской соли. Натурные испытания штампованных изделий типа гофровых панелей проводили на специальных стендах по пульсирующему циклу от нулевого сдвига силой 30 кН (частота 0,2 Гц). Микроструктура и фрактографические особенности изломов образцов и готовых панелей изучали на оптическом и электронном уровне.

По результатам исследований получены механические характеристики материалов при статическом растяжении, построены кривые упрочнения, усталости, изменения текущего прогиба в процессе циклического нагружения и вероятностные кривые распределения циклической долговечности на воздухе и в коррозионной среде при различных режимах технологической обработки [1—4].

Установлено, что с увеличением степени предварительной пластической деформации сталей показатели пластичности снижаются, а условный предел текучести и предел прочности возрастают. При этом влияние степени и скорости предварительной пластической деформации на сопротивление усталостному разрушению зависит от вида материала, его структурного состояния, величины (амплитуды) циклического нагружения и среды, в которой оно осуществлялось [1, 2].

Так, предварительное растяжение до 25 % термообработанной (нагрев до 1050 °C, охлаждение на воздухе) аустенитной коррозионно-стойкой стали 12Х18Н10Т приводит к увеличению ее долговечности при всех амплитудах нагружения, что может быть связано с развитием в процессе предварительной деформации фазового превращения — распада твердого раствора (аустенита) с выделением по границам субзерен дисперсных частиц (α' -маргантенсит), которые являются барьерами для движения дислокаций, способствующих повышению сопротивления стали усталостному разрушению [3].

Несколько иные результаты получили для холоднокатаной стали 12Х18Н10Т: при малой $\varepsilon_{\text{пр.д}} = 2 \div 5 \%$ предварительной пластической деформации наблюдалось значительное снижение долговечности, т. е. так называемый провал, который с уменьшением амплитуды напряжения смешался в зону более высоких деформаций. При этом уменьшался период до зарождения усталостной трещины и увеличивалась скорость ее последующего развития.

Такое снижение пределов выносливости металлов после малой предварительной деформации объясняется более легким (по сравнению с недеформированным состоянием) зарождением усталостных трещин по полосам скольжения, образованием при предварительной деформации легко-подвижных (свободных от давления) или вновь образованных дислокаций, характерами кривых предельной прочности и остаточных напряжений. Кроме того, в поликристаллическом материале при малой деформации из-за ее неоднородности в от-

дельных кристаллах возникают ориентированные максимальные остаточные микронапряжения [3].

Для стали 12Х18Н10Т зависимости долговечности от наклена при очень больших амплитудах σ_a приложенного напряжения имеют максимум при $\varepsilon_{\text{пр.д}} = 5 \%$ (при $\sigma_a = 450$ МПа долговечность увеличивается в 1,2 раза). При небольших значениях σ_a долговечность образцов из этой стали резко уменьшается при увеличении $\varepsilon_{\text{пр.д}}$ от 0 до 5 %, несколько возрастает при $\varepsilon_{\text{пр.д}} = 13 \%$ и снова уменьшается при $\varepsilon_{\text{пр.д}} = 25 \%$.

Влияние степени предварительной осадки плоских образцов из аустенитной стали 12Х17Г9АН4 на их долговечность также существенно зависит от скорости $\dot{\varepsilon}$ деформации (на молоте и гидропрессе) и амплитуды σ_a приложенного напряжения. С увеличением $\varepsilon_{\text{пр.д}}$ сопротивление усталостному разрушению сплава повышается после штамповки на молоте больше, чем на прессе [4]. Например, при низких приложенных напряжениях ($\sigma_a = 400$ МПа) с увеличением предварительной пластической деформации долговечность сплава сначала увеличивалась с $4,06 \cdot 10^4$ циклов в исходном состоянии до $1,92 \cdot 10^6$ циклов после осадки на молоте ($\varepsilon_{\text{пр.д}} = 22 \%$) и до $1,67 \cdot 10^5$ циклов после осадки на прессе ($\varepsilon_{\text{пр.д}} = 10 \%$), а затем незначительно уменьшалась — соответственно до $1,62 \cdot 10^6$ циклов ($\varepsilon_{\text{пр.д}} = 36 \%$) и $1,53 \cdot 10^5$ циклов ($\varepsilon_{\text{пр.д}} = 22 \%$).

Усталостная прочность сплава 12Х17Г9АН4 с увеличением степени наклена повышается, особенно после осадки на молоте (например, на базе 10^5 циклов при $\varepsilon_{\text{пр.д}} = 22 \%$ — в 1,7 раза по сравнению с 1,27 раза при деформации на гидропрессе).

При больших значениях σ_a увеличение $\varepsilon_{\text{пр.д}}$ вызывало монотонное повышение долговечности образцов из данного сплава, более значительное после штамповки на молоте, чем на гидропрессе.

Циклическая долговечность штампованных на молоте ($\dot{\varepsilon} = 10^2 \text{ с}^{-1}$) гофровых панелей из данного сплава в 2,9 раза больше, чем деформированных на гидропрессе ($\dot{\varepsilon} = 8 \cdot 10^{-2} \text{ с}^{-1}$). Фрактографический анализ усталостных изломов авиационных изделий из стали 12Х17Г9АН4 показал, что развитие усталостных трещин в гофровой панели, отштампованной на гидропрессе, имеет многоочаговый характер, в то время как на фрактографии излома панели, отштампованной на молоте, видно более спокойное и плавное распространение трещин. Положительное влияние предварительной деформации на повышение сопротивления усталости панелей обусловлено изменением структуры материала, которая после штамповки на молоте имеет равномерное волокнистое строение. Металлографические и фрактографические исследования показали, что при большой деформации (36 % на молоте и 22 % на гидропрессе) в структуре материала появляются несплошности между волокнами в результате их расслоения, число и длина которых растут по

мере увеличения наклена и при осадке на молоте до 36 % появляются микротрешины, пересекающие волокна.

Стали мартенситного класса после термической (закалка с высоким отпуском) и пластической обработок разупрочняются с наличием стадии стабилизации изменения текущего прогиба [5]. С первых же циклов нагружения в некоторых зернах мартенситных сталей появляются редкие полосы скольжения. Затем развивается скольжение по первичным и вторичным плоскостям, образуются микротрешины, распространению которых препятствуют дисперсные частицы. В конце этой стадии появляется усталостная макротрешина (≈ 1 мм) на поверхности образца, распространяющаяся в глубь него на последующих этапах быстрого разупрочнения и долома.

Влияние предварительной деформации стали на сопротивление усталостному разрушению определяется амплитудой приложенного напряжения. Так, увеличение предварительной деформации стали 40Х при больших амплитудах (например, $\sigma_a = 500$ МПа) на воздухе приводит сначала к увеличению циклической долговечности (с $1,22 \cdot 10^3$ до $1,06 \cdot 10^4$ циклов при $\varepsilon_{\text{пр.д}} = 5\%$), затем к некоторому ее уменьшению (до $5,29 \cdot 10^3$ циклов при $\varepsilon_{\text{пр.д}} = 10\%$) и последующему увеличению до $1,28 \cdot 10^4$ циклов при $\varepsilon_{\text{пр.д}} = 29\%$.

При небольших значениях σ_a циклическая долговечность имеет максимум при $\varepsilon_{\text{пр.д}} = 10\%$. Так, при $\sigma_a = 200$ МПа долговечность увеличивается с $1,19 \cdot 10^5$ до $9,37 \cdot 10^5$ циклов при $\varepsilon_{\text{пр.д}} = 10\%$, а при $\varepsilon_{\text{пр.д}} > 22\%$ уменьшается до $8,12 \cdot 10^5$ циклов.

При $\varepsilon_{\text{пр.д}} = 5\%$ наблюдается некоторое уменьшение коррозионной долговечности (с $6,3 \cdot 10^3$ до $5,2 \cdot 10^3$ циклов при $\sigma_a = 500$ МПа и с $3,22 \cdot 10^5$ до $1,33 \cdot 10^5$ циклов при $\sigma_a = 200$ МПа), а при $\varepsilon_{\text{пр.д}} = 22\%$ — увеличение (до $1,02 \cdot 10^4$ циклов при $\sigma_a = 500$ МПа и до $2,59 \cdot 10^5$ циклов при $\sigma_a = 200$ МПа). Причем при небольших значениях σ_a коррозионная долговечность стали 40Х в исходном состоянии все же выше, чем деформированной даже на 22 %.

Усталостное разрушение закаленной и высокоотпущененной стали 40Х при больших значениях σ_a начинается на ее поверхности из нескольких очагов. Бороздки высокоамплитудного усталостного разрушения обусловливаются исходной структурой, в то время как рельеф низкоамплитудного разрушения этой стали — только бороздчатый. Долом образцов при больших значениях σ_a всегда оказывается вязким (ямочным), а при небольших — наблюдаются сколы [4].

Для закаленных с высоким отпуском сталей 20Х13 и 14Х17Н2 мартенситного класса влияние степени предварительной деформации на ограниченный предел выносливости σ_{RN} и долговечность N также зависит от амплитуды приложенно-

го напряжения. При больших σ_a ($N < 10^4$ циклов) предварительная деформация увеличивает N и σ_{RN} стали 20Х13, но влияние величины $\varepsilon_{\text{пр.д}}$ практически не обнаруживается. При σ_a , соответствующих $N > 10^4$ циклов, σ_{RN} и N этой стали уменьшаются с увеличением $\varepsilon_{\text{пр.д}}$ (особенно при начальном $\varepsilon_{\text{пр.д}} = 5$ и 13 %) и тем больше, чем меньше σ_a . Это же наблюдается у стали 14Х17Н2 при $N > 10^3$ циклов, у которой, однако, $\varepsilon_{\text{пр.д}} = 25\%$ вызывает повышение долговечности по сравнению с $\varepsilon_{\text{пр.д}} = 5$ и 13 % почти до долговечности недеформированных образцов.

Сопротивление коррозионной усталости сталей 20Х13 и 14Х17Н2 в области больших значений σ_a выше, а в области малых — ниже, чем при испытании на воздухе. Растижение образцов (до 25 %) увеличивало эту разницу во всем интервале σ_a . Например, при $\sigma_a = 380$ МПа и $\varepsilon_{\text{пр.д}} = 25\%$ коррозионно-циклическая долговечность сталей 14Х17Н2 и 20Х13 уменьшалась соответственно в 1,51 и 1,26 раза по сравнению с их долговечностью на воздухе.

Анализ результатов усталостных испытаний образцов из закаленных и высокоотпущененных сталей 20Х13 и 14Х17Н2 при разных скоростях ($\dot{\varepsilon} = 1,1 \cdot 10^{-3}$; $5,6 \cdot 10^{-3}$ и $2,8 \cdot 10^{-2}$ с $^{-1}$) предварительной деформации растяжением на 25 % показал, что их кривые усталости расположены ниже упругих при $\dot{\varepsilon} = 1,1 \cdot 10^{-3}$ с $^{-1}$ и тангенс угла их наклона наибольший.

При больших значениях σ_a с повышением $\dot{\varepsilon}$ долговечность увеличивается. В многоцикловой же области повышение $\dot{\varepsilon}$ от $1,1 \cdot 10^{-3}$ до $5,6 \cdot 10^{-3}$ с $^{-1}$ значительно увеличивает долговечность сталей: при $\sigma_a = 300$ МПа примерно в 3 раза для стали 20Х13 и в 2 раза для стали 14Х17Н2. Дальнейшее увеличение $\dot{\varepsilon}$ до $28 \cdot 10^{-3}$ с $^{-1}$ незначительно уменьшает циклическую долговечность этих материалов: соответственно в 1,07 и 1,21 раза.

Структура поверхности изломов этих сталей (хрупкая с вязким доломом) изменяется незначительно в зависимости от степени предварительной деформации, но доля вязкого долома в изломе уменьшается с увеличением степени и скорости деформации. Коррозионно-усталостное разрушение развивается, как правило, из нескольких очагов и инициируется коррозионным повреждением поверхности, однако структура изломов в этом случае также хрупкая с вязким доломом.

Анализ полученных кривых изменения относительной величины L_s/d (отношение параметров усталостной зоны) образцов с увеличением их долговечности показал, что в общем случае для групп исследованных материалов при различных режимах технологической обработки и средах испытания зона усталостного разрушения возрастает с увеличением их циклической долговечности [1, 2, 4].

Сопоставление фрактографии усталостных изломов образцов с соответствующими кривыми

прогиба выявило увеличения прогиба с увеличением глубины усталостной трещины. Циклическая долговечность до полного разрушения образца и зона стабильного роста усталостной трещины в его изломе с увеличением амплитуды приложенного напряжения уменьшаются.

Долговечность пассивированных после термообработки (505°C , 2,5 ч; охлаждение на воздухе) плоских образцов из мартенситной стали 32Х13Н6К3М2БДЛТ больше, чем только термообработанных (например при $\sigma_a = 750 \text{ МПа}$ она составляет соответственно $4,05 \cdot 10^4$ и $1,38 \cdot 10^4$ циклов).

Предварительная осадка образцов с последующей термообработкой, как правило, увеличивает их циклическую долговечность. Однако при больших значениях σ_a осадка на молоте до 5 % приводит к некоторому уменьшению долговечности. Так, при $\sigma_a = 850 \text{ МПа}$ долговечность деформированных до 5 % на молоте образцов уменьшается в 1,6 раза, в то время как при этой же степени деформации на гидропрессе она увеличивается в 2 раза. При меньших амплитудах напряжений долговечность образцов из этой стали, осажденных на молоте и гидропрессе до $\varepsilon_{\text{пр.д}} = 10\%$ с последующей термообработкой, по сравнению с недеформированными образцами возрастает (например при $\sigma_a = 750 \text{ МПа}$ соответственно в 3,04 и 1,89 раза).

Влияние скорости предварительной деформации на долговечность сплава 32Х13Н6К3М2БДЛТ также зависит от σ_a . Так, если при напряжении 850 МПа долговечность стали после осадки на молоте до 22 % ($1,19 \cdot 10^4$ циклов) почти соответствует долговечности после осадки на гидропрессе до 10 % ($1,24 \cdot 10^4$ циклов), то при $\sigma_a = 750 \text{ МПа}$ долговечность образцов, осаженных до 22 % на молоте, в 1,1 раза больше, чем также деформированных на гидропрессе. При этом структура материала более мелкодисперсная, чем в недеформированном состоянии.

Повышение сопротивления усталостному разрушению с увеличением степени предварительной осадки образцов подтверждается натурными испытаниями штампованных гофровых панелей из этой стали. Кривые распределения циклической долговечности отштампованных на молоте гофровых панелей из стали 32Х13Н6К3М2БДЛТ и статистическая обработка результатов этих испытаний выявили малый разброс экспериментальных данных (менее 1 %), что свидетельствует о высокой стабильности усталостных свойств этого сплава. Местом зарождения усталостных трещин является участок перехода с гофр на плоскую часть панели, где наряду с возможным действием концентратора напряжений имеет место практически нулевая предварительная пластическая деформация, что также подтверждает увеличение циклической долговечности с увеличением степени предварительной осадки образцов.

Полученные при статическом растяжении механические характеристики, уравнения кривых усталости и сравнительные вероятностные кривые распределения циклической долговечности коррозионно-стойких сталей аустенитного и мартенситного класса после термической и объемной пластической деформации позволяют повысить точность оценки эксплуатационной надежности и в ряде случаев уменьшить металлоемкость деталей и механизмов.

Таким образом, установлено, что влияние степени и скорости предварительной пластической деформации на эксплуатационную долговечность коррозионно-стойких сталей неоднозначно и существенно зависит от их структуры, эксплуатационной среды и амплитуды циклического нагружения.

Показано, что коррозионная среда ускоряет зарождение усталостного повреждения, что приводит при низкоамплитудном нагружении к снижению сопротивления усталости исследованных сталей в $1,5 \div 2$ раза. Пластическое деформирование (в пределах равномерной деформации) образцов и изделий из коррозионно-стойких сталей повышает их сопротивление коррозионно-усталостному разрушению, что особенно проявляется после высокоскоростной штамповки. Поэтому одним из путей повышения эксплуатационной долговечности на воздухе и в коррозионной среде является увеличение степени и скорости предварительной пластической деформации сталей.

Разработанные на основе полученных экспериментальных данных рекомендации [1, 5] по оптимизации режимов технологической обработки коррозионно-стойких сталей с целью улучшения их эксплуатационных свойств внедрены на ряде предприятий авиационной и автомобильной промышленности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пачурин Г. В.** Повышение коррозионной долговечности и эксплуатационной надежности изделий из деформационно-упрочненных металлических материалов. Н. Новгород: НГТУ, 2005. 132 с.
2. **Технология** комплексного исследования разрушения деформированных металлов и сплавов в разных условиях нагружения / Г. В. Пачурин, А. Н. Гущин, К. Г. Пачурин, Г. В. Пименов. Н. Новгород: НГТУ. 2005. 139 с.
3. **Пачурин Г. В.** Повышение долговечности сварных соединений // Заготовительные производства в машиностроении. 2004. № 11. С. 12–18.
4. **Пачурин Г. В.** Долговечность на воздухе и в коррозионной среде деформированных сталей // Технология металлов. 2004. № 12. С. 29–35.
5. **Пачурин Г. В.** Оценка повреждаемости конструкционных материалов и повышение эксплуатационной долговечности металлоизделий // Изв. вузов. Черная металлургия. 2008. № 3. С. 55–58.

Создание титанового β -сплава ВТ19 на основе комплексного легирования

Установлен диапазон легирования титанового β -сплава ВТ19 системы Ti—Al—Mo—V—Cr—Zr.

Ключевые слова: титановые β -сплавы, легирующие элементы, механические свойства.

The alloying range of VT19 titanium β -alloy of Ti—Al—Mo—V—Cr—Zr system has been determined.

Keywords: titanium β -alloys, alloying elements, mechanical properties.

В конструкциях ракетной техники важными являются цилиндрические оболочки двигателей и корпусов, которые выполняют сверткой листов из титановых сплавов ВТ6с, ВТ14 и др. При нагружении таких оболочек внутренним давлением разрушение происходит по сварному соединению, прочность которого ниже прочности основного материала. Цилиндрические оболочки можно получать на станах поперечной прокатки деформированием кольцевой заготовки, установленной на цилиндрическую оправку: происходит утонение стенки и увеличение длины заготовки без изменения внутреннего диаметра. Для таких оболочек необходимы сплавы, обладающие высокой пластичностью в холодном состоянии [1–12]. Ими могут быть β -сплавы.

Для проведения работ была изготовлена партия цилиндрических тонкостенных оболочек двигателей из β -сплава ВТ15, однако запустить его в серийное производство не удалось. Та же участь постигла и β -сплав ТС6. Конструкторы посчитали причинами этого высокую стоимость сплавов, легированных большим количеством дорогостоящих элементов, длительность и большую трудоемкость термической обработки (ТО), нестабильность механических свойств, в том числе конструкционной прочности, осколочный характер разрушения оболочек.

Были проведены исследования по влиянию циркония Zr и гафния Hf (обладающих большим сродством к O_2 , чем Ti) на механические свойства β -сплава ВТ15, которые показали, что максимальное повышение уровня и стабильности механических свойств основного материала и особенно сварных соединений достигается при введении 1 % Zr. Был создан β -сплав ВТ15-1, содержащий 0,5÷1,5 % Zr и получено авторское свидетельство на титановые β -сплавы, содержащие 0,2÷2 % Zr, что подтвердило приоритет разработки. В сплав ТС6, который с целью улучшения механических свойств выплавлялся на чистейших шихтовых материалах с

пониженным содержанием O_2 , также был введен 1 % Zr. Установлено, что механические свойства сплава ТС6 повышаются в большей степени при более высоком содержании O_2 в сплаве. Это позволило для выплавки сплава ТС6 использовать традиционные шихтовые материалы (с большим количеством примесей), что, в свою очередь, позволило снизить стоимость полуфабрикатов, повысить уровень и стабильность механических свойств и применить этот сплав для серийного изготовления промышленных цилиндрических оболочек. Введение 1 % Zr в сплавы ВТ15-1 и ТС6 повысило стабильность их механических свойств, но не решило всех проблем.

Были проведены системные исследования основного материала и сварных соединений более 300 сложнолегированных титановых β -сплавов: от трех до шести компонентов и более. Изучение титановых β -сплавов, легированных тремя и четырьмя компонентами, показало, что максимальную прочность имеет β -сплав, содержащий, %: 3Al, 8Mo, 4,8Cr, Ti. Этот сплав легирован β -стабилизирующими элементами противоположного распределения при дендритной ликвации (коэффициент распределения молибдена >1 и его концентрация больше в объемах, близких к осьям дендритов; коэффициент распределения хрома <1 и его концентрация больше в межосных объемах). Количество β -стабилизирующих элементов в этом сплаве эквивалентно 16 % Mo.

Систематические исследования влияния термо-механической обработки (ТМО) на механические свойства показали, что максимальные прочность и упрочнение при низкотемпературной термомеханической обработке (НТМО) достигнуты у сплава, содержащего β -стабилизирующие элементы в количестве, эквивалентном 15 % Mo. Эти исследования послужили основанием для разработки "сверхпрочного" титанового β -сплава, эффективно упрочняемого ТО и ТМО по схеме НТМО. Поскольку для введения в сплав изоморфного β -стабилизирующего элемента — 8 % Mo, не может быть использована лигатура Al—Mo, часть Mo заменили V, отличающимся однородным распределением в сплаве (коэффициент распределения его при дендритной ликвации близок к единице).

Установленное [1, 2] положительное влияние 1 % Zr на β -сплавы ВТ15, ИВТ-1 и ТС6 позволило сделать вывод о целесообразности легирования всех β -сплавов этим элементом.

На основании всесторонних исследований и разработанной автором теории комплексного легирования предложен β -сплав BT19, химический состав которого приведен в табл. 1. Сплав содержит β -стабилизирующие элементы с коэффициентом распределения больше (Mo) и меньше (Cr) единицы, а также с коэффициентом распределения, равным единице (V). Содержание β -стабилизирующих элементов эквивалентно $13,7 \div 17\%$ Mo (среднее $15,3\%$ Mo). Соотношение изоморфных (эквивалентно $7,8\%$ Mo) и эвтектоидообразующих β -стабилизирующих элементов (эквивалентно $7,5\%$ Mo), выраженное в эквивалентных Mo величинах, равно $1:1$.

Сплав выплавляется методом двойного переплава в вакуумных дуговых печах с расходуемым электродом. Сплав BT19 имеет высокие технологическую пластичность в закаленном или отожженном состояниях и прочность (до 1800 МПа) после ста-

рения. Отожженные листы из сплава BT19 удовлетворительно штампуются в холодном состоянии (без подогрева): коэффициент вытяжки $K_{выт} = 1,94$; коэффициент отбортовки $K_{отб} = 1,6$; коэффициент выдавливания $K_{выд} = 14\%$; минимальный радиус гибки $r_{min} = 3s$ в поперечном направлении волокна и $r_{min} = 5s$ в продольном направлении волокна (s — толщина листа). В табл. 2 и 3 приведены механические свойства листов и прутков из сплава BT19.

Сплав упрочняется путем: закалки в воде и старения; закалки, деформации и старения (HTMO); нагрева с медленным охлаждением в печи (атермическое старение) и последующим дополнительным старением или без него. В отожженном при 750°C состоянии сплав BT19 имеет $\sigma_{\text{в}} > 1000$ МПа (величина твердорасторвного упрочнения равна 600 МПа). Сплав эффективно упрочняется ТО (закалка и старение) до $\sigma_{\text{в}} = 1550 \div 1700$ МПа (величина дисперсионного упрочнения $550 \div 700$ МПа).

Химический состав сплава BT19, мас. %

| Al | Mo | V | Cr | Zr | Ti | Si | C | O ₂ | N ₂ | H ₂ |
|---------|-----|-----|-----|---------|--------|----------|------|----------------|----------------|----------------|
| | | | | | | не более | | | | |
| 2,5÷3,5 | 5÷6 | 3÷4 | 4÷5 | 0,5÷1,5 | Основа | 0,15 | 0,10 | 0,15 | 0,05 | 0,015 |

Таблица 1

Механические свойства листов из сплава BT19

| Состояние материала | Температура испытания, °C | E, ГПа | $\sigma_{\text{в}}$, МПа | $\sigma_{0,2}$, МПа | δ , % |
|--|---------------------------|--------|---------------------------|----------------------|--------------|
| Отжиг при 750°C , охлаждение на воздухе | 20 | 9,7 | 1000÷1050 | 950÷1000 | 9÷10 |
| | 300 | 9,0 | 780÷810 | 600÷730 | 11÷12 |
| | 400 | 8,6 | 840÷940 | 740÷840 | 6÷7 |
| | 500 | 8,2 | 1050÷1080 | 600÷800 | 9÷12 |
| Закалка с 730°C в воде и старение при 450°C , 5 ч | 20 | 10,2 | 1550÷1200 | 1400÷1450 | 3÷6 |
| | 300 | 10,0 | 1200÷1300 | 1050÷1200 | 6÷7 |
| | 400 | 9,8 | 1200÷1250 | 1000÷1100 | 6÷7 |
| | 500 | 8,0 | 1100÷1200 | 950÷1000 | 8÷9 |
| Закалка с 730°C в воде, холодная деформация 30 % и старение при 450°C , 5 ч (HTMO) | 20 | 11,0 | 1650÷1750 | 1550÷1600 | 3÷3,5 |
| | 300 | 10,6 | 1400÷1500 | 1250÷1300 | 3,5÷4 |
| | 400 | 10,4 | 1300÷1400 | 950÷1150 | 2÷3 |
| | 500 | 8,2 | 1200÷1250 | 950÷1000 | 4÷8 |

Таблица 2

Механические свойства прутков из сплава BT19

| Состояние материала | Температура испытания, °C | E, ГПа | $\sigma_{\text{в}}$, МПа | $\sigma_{0,2}$, МПа | δ , % | ψ , % | KСU, МДж/м ² |
|---|---------------------------|--------|---------------------------|----------------------|--------------|------------|-------------------------|
| Отжиг при 750°C , охлаждение на воздухе | 20 | — | 1000÷1050 | 960÷980 | 9÷10 | 55 | 0,5 |
| | 300 | — | 700÷800 | 650÷700 | 11÷12 | 65 | — |
| | 400 | — | 900÷940 | 850÷900 | 6÷7 | 55 | — |
| | 500 | — | 1100÷1200 | 800÷950 | 9÷12 | 35 | — |
| Закалка с 730°C в воде и старение при 450°C , 5 ч | 20 | 10,5 | 1550÷1600 | 1500÷1520 | 3÷6 | 15÷25 | 0,25 |
| | 300 | 9,5 | 1250÷1300 | 1100÷1200 | 6÷7 | 30÷40 | — |
| | 400 | 8,2 | 1200÷1250 | 1050÷1150 | 6÷7 | 30÷40 | — |
| | 500 | 7,6 | 1100÷1200 | 1000÷1050 | 8÷9 | 35÷40 | — |

Таблица 4

Сравнительные показатели механических свойств титановых β -сплавов (лист толщиной 1,2 мм)

| Сплав | Плотность, кгс/м ³ | Термическая обработка | E, ГПа | σ_B , МПа | $\sigma_{0,2}$, МПа | $\delta, \%$ | σ_B/d , км |
|-------|-------------------------------|---|--------|------------------|----------------------|--------------|-------------------|
| BT19 | 4760 | Закалка с 730 °C в воде, старение при 450 °C, 5 ч | 10,2 | 1550÷1700 | 1400÷1450 | 3÷6 | 32,5 |
| | | Закалка с 730 °C в воде, деформация 30 %, старение при 450 °C, 5 ч (HTMO) | 11 | 1650÷1750 | 1550÷1600 | 3÷3,5 | 34,5 |
| BT15 | 4900 | Закалка с 750÷800 °C в воде, старение при 450÷500 °C, 25÷50 ч | 11 | 1300÷1500 | 1180÷1400 | 3÷6 | 26,5 |
| BT30 | 5050 | Закалка с 730 °C в воде, старение при 490÷510 °C, 8 ч | 9 | 1200÷1400 | 1100÷1300 | 5÷7 | 25 |

Таблица 5

Коэффициент термического линейного расширения

| Температура испытания, °C $\alpha \cdot 10^6$, 1/град | 20÷100 8,1 | 20÷200 8,3 | 20÷300 8,5 | 20÷400 8,8 | 20÷500 9,1 | 100÷200 8,5 | 200÷300 9,0 |
|---|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|----------------|----------------|
|---|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|----------------|----------------|

После НТМО, состоящей из закалки, холодной деформации и старения, сплав упрочняется до 1650÷1750 МПа (величина дисперсионного упрочнения 650÷750 МПа). По сравнению с другими β -сплавами, сплав BT19 обладает большей удельной прочностью, меньшей плотностью и дешевле на 20÷25 % (табл. 4). Физические свойства сплава BT19 представлены в табл. 5—7. Удельное электрическое сопротивление сплава BT19 при нормальной температуре составляет $132 \cdot 10^{-6}$ Ом · см. Сплав BT19 имеет высокую коррозионную стойкость в атмосферных условиях и морской воде.

Лист толщиной 1,5÷4 мм удовлетворительно сваривается аргонодуговой сваркой. В отожженном состоянии прочность сварного соединения равна $0,9\sigma_B$ основного материала, угол изгиба, характеризующий пластичность сварного соединения, равен $40 \div 50^\circ$, удельная работа разрушения сварного образца с трещиной при ударном изгибе составляет $0,14 \div 0,2$ МДж/м². В термически упрочненном состоянии пластичность и вязкость разрушения металла шва резко снижаются. В связи с этим сварные соединения должны находиться в отожженном состоянии и в утолщенных зонах.

Термически упрочненный до высокой прочности сплав BT19 рекомендуется для изготовления

изделий ракетной техники кратковременного ресурса; отожженный и термически упрочненный до средней прочности (1200÷1300 МПа) для изготовления тарельчатых пружин.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- Хорев А. И. Комплексное легирование и термомеханическая обработка титановых сплавов. М.: Машиностроение, 1979. 228 с.
- Хорев А. И. Современные методы повышения конструкционной прочности титановых сплавов. М.: Воениздат, 1979. 256 с.
- Хорев А. И. Опыт применения титановых сплавов в народном хозяйстве. М.: ЦНИИТЭМС, 1977. 37 с.
- Металловедение титана и его сплавов / С. П. Белов, А. И. Хорев, М. А. Хорев и др. М.: Металлургия, 1992. 352 с.
- Хорев А. И. Создание теории комплексного легирования и разработка титанового сплава BT23 универсального применения // Вестник машиностроения. 2006. № 9. С. 40—46.
- Хорев А. И. Основы создания слоистых композиционных материалов из титановых сплавов // Вестник машиностроения. 2008. № 5. С. 32—36.
- Хорев А. И. Теоретические и практические основы получения сверхпрочных титановых сплавов // Вестник машиностроения. 2009. № 9. С. 22—29.
- Хорев А. И. Повышение конструкционной прочности термически и термомеханически упрочняемых титановых сплавов // Вестник машиностроения. 2010. № 5. С. 26—34.
- Хорев А. И. Теория легирования и термической обработки конструкционных ($\alpha + \beta$)-титановых сплавов высокой и сверхвысокой прочности // Вестник машиностроения. 2010. № 7. С. 32—39.
- Хорев А. И. Теория легирования и термической обработки конструкционных β -сплавов титана высокой прочности // Вестник машиностроения. 2010. № 8. С. 43—50.
- Хорев А. И. Фундаментальные исследования легирования титановых сплавов редкоземельными металлами // Вестник машиностроения. 2011. № 11. С. 54—61.
- Хорев А. И. Фундаментальные и прикладные работы по термической и термомеханической обработке титановых сплавов // Вестник машиностроения. 2011. № 12. С. 66—71.

Таблица 6

Коэффициент теплопроводности

| Температура испытания, °C $\lambda, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{град})$ | 25 7,95 | 100 8,79 | 200 10,00 | 300 11,70 | 400 9,1 | 500 15,10 |
|--|------------|-------------|--------------|--------------|------------|--------------|
|--|------------|-------------|--------------|--------------|------------|--------------|

Таблица 7

Удельная теплоемкость

| Температура испытания, °C $c, \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$ | 100 0,545 | 200 0,560 | 300 0,580 | 400 0,640 | 500 0,700 |
|--|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
|--|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|

Серия статей
"Проблемы теории и практики резания материалов"

УДК 621.922

В. В. КУЗИН, С. Н. ГРИГОРЬЕВ, доктора технических наук,
С. Ю. ФЕДОРОВ, канд. техн. наук (МГТУ Станкин), e-mail: kyzena@post.ru

Влияние свойств обрабатываемого материала на напряженно-деформированное состояние керамических инструментов

Представлены результаты исследования влияния обрабатываемого материала на напряженно-деформированное состояние режущих пластин из нитридной и оксидной керамики. Получены зависимости, отражающие связь температуры и напряжений в керамических режущих пластинах с плотностью, модулем упругости, коэффициентами Пуассона, теплопроводности обрабатываемого материала.

Ключевые слова: керамический инструмент, режущая пластина, напряженно-деформированное состояние, обрабатываемый материал.

Investigation results of the work material influence on the stress-strain state of cutting blades, made of the nitride and oxide ceramics, have been presented. The dependences, reflecting a connection of temperature and stresses in the ceramic cutting plates with the density, elasticity modulus, Poisson coefficients, and thermal conductivity of the work material have been obtained.

Keywords: ceramic tool, cutting blade, the stress-strain state, the work material.

Свойства обрабатываемого материала (ОМ) значительно влияют на эксплуатационные показатели режущих инструментов [1–4], в том числе керамических [5, 6]. Характер этого влияния определяется, главным образом, силовыми и тепловыми нагрузками, которые имеют место в зонах основных и дополнительных пластических деформаций в результате резания и трения ОМ с инструментом. С повышением прочности и твердости ОМ силовые и тепловые нагрузки, действующие на инструмент, увеличиваются. Основные закономерности влияния данных нагрузок на НДС керамических режущих пластин рассмотрены в работах [7–9].

Относительное влияние других свойств ОМ на эксплуатационные показатели керамического инструмента можно выразить через отношение показателей его свойств и керамики. Причем, чем

больше значение этого отношения, тем сложнее НДС поверхности слоя керамических инструментов и больше вероятность образования эксплуатационных дефектов, которые впоследствии становятся причиной развития трещин.

Для эффективной эксплуатации керамических инструментов

исследуем влияние свойств ОМ на НДС, изнашивание и разрушение керамического инструмента, в частности режущих пластин из оксидной и нитридной керамики в условиях установившейся теплопроводности.

Для определения особенностей процесса резания выполнен комплекс теоретических и экспериментальных исследований, методика которых приведена в работе [10]. Установлено, что при взаимодействии передней поверхности керамического инструмента со стружкой образуется зона дополнительных пластических деформаций $EFDA_2$ (рис. 1). Для определения параметров этой зоны (высоты h , длины C_1 и глубины h_1 распределения деформаций) использовали образцы с неразрушенной зоной резания, получаемые свободным поперечным точением диска из стали 40Х толщиной 2 мм. На шлифах образцов исследовали текстуру ОМ.

Полученные результаты показали, что на участке контакта стружки с передней поверхностью керамических пластин, длиной L , формируется плотный контакт. Это подтверждается наличием по окончании резания налипов из ОМ на керамических

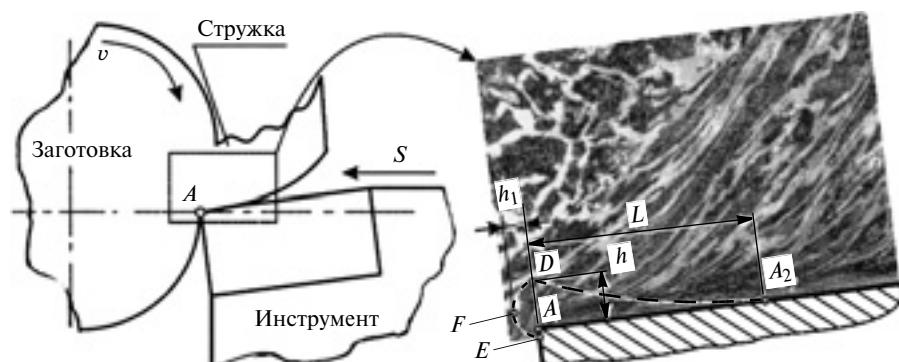


Рис. 1. Схема свободного точения стали 40Х резцом с пластиной ВОК71 ($v = 400$ м/мин, $S = 0,26$ мм/об, $t = 2$ мм) и параметры зоны дополнительных пластических деформаций

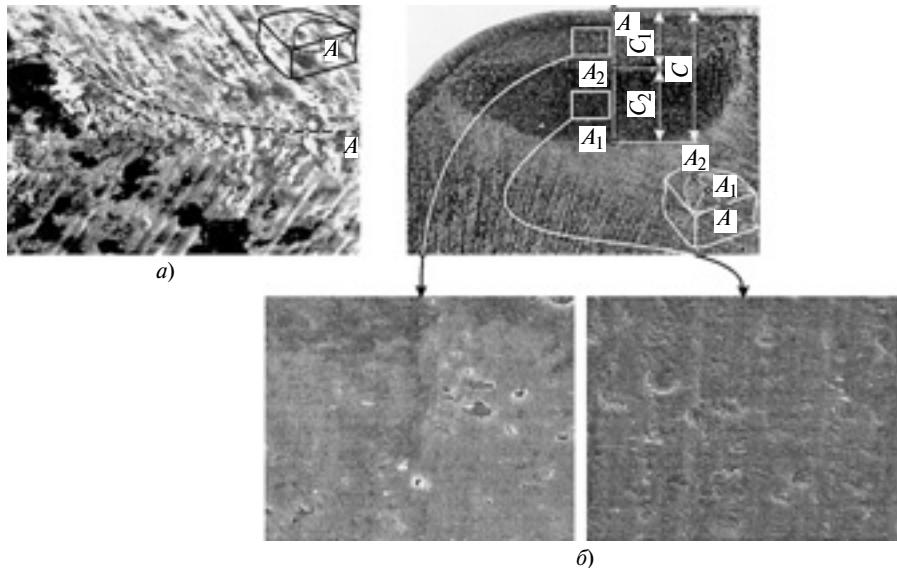


Рис. 2. Контактная площадка режущей пластины ВОК71 до (а) и после (б) удаления налипов обрабатываемого материала (точение стали 40Х, $v = 500$ м/мин, $S = 0,3$ мм/об, $t = 1$ мм)

режущих пластинах. На рис. 2 показана контактная площадка режущей пластины ВОК71 до и после стравливания налипов из обрабатываемого материала. На контактной площадке AA_1 длиной C имеются две характерные зоны с разной морфологией поверхности (рис. 2, б). В первой зоне длиной C_1 реализуется пластический (плотный) контакт со стружкой, во второй зоне длиной C_2 — упругий (дискретный) контакт. Сопоставление области дополнительных пластических деформаций на образцах с неразрушенной зоной резания длиной L с участком пластического контакта длиной C_1 показало их идентичность.

На участке пластического контакта длиной C_1 во всем диапазоне скоростей резания отсутствуют следы внешнего трения со стружкой. Однако именно на этом участке зафиксированы эксплуатационные дефекты и очаги первоначального разрушения режущих пластин в виде кратеров. Очевидно, плотный контакт между инструментом и ОМ, имеющим разные физико-механические и теплофизические свойства, приводит к формированию в поверхностном слое режущей пластины дополнительных ло-

кальных напряжений. На участке упругого контакта длиной C_2 аналогичных дефектов не выявлено, но обнаружены направленные следы (риски) абразивного воздействия на поверхность керамической режущей пластины, что обусловлено наличием твердых включений в ОМ и воздействием на режущую пластину частиц изнашивания, которые выносятся из зоны резания стружкой.

Влияние ОМ на НДС керамических режущих пластин учтено в микроструктурной модели керамической режущей пластины [11]. Для этого в элементарный объем пластины включен слой ОМ, не-

посредственно примыкающий в первом случае к зерну, межзеренной фазе и матрице, во втором случае к верхнему слою покрытия. При этом исследовали влияние на НДС керамической режущей пластины таких показателей ОМ, как плотность, модуль упругости, коэффициент Пуассона, теплопроводность, удельная теплоемкость.

Были принятые следующие допущения: влияние механических свойств ОМ на НДС керамической режущей пластины задается уровнем и характером внешнего нагружения пластины; перечисленные выше показатели ОМ не влияют на величину и характер внешнего нагружения пластины.

При исследованиях использовали автоматизированную систему RKS-ST v.1.0 [12]. Расчетные схемы приведены на рис. 3. Расчеты выполнены для режущей пластины с параметрами: $a = b = 50$ мкм; $n_1 = 6$; $n_2 = 6$; $n_3 = 6$; $n_4 = 4$; $c = 1,5$. Принято, что зерно, межзеренная фаза и матрица инструментального материала (ИМ) керамики выполнены из одного того же тугоплавкого соединения. Обрабатываемый материал — сталь 40Х, чугун СЧ32, молибденовый сплав ВМ1 и никелевый сплав ЭП741Н-П. Показатели данных материалов приведены в работе [12].

Для количественной оценки температур и напряжений в ре-

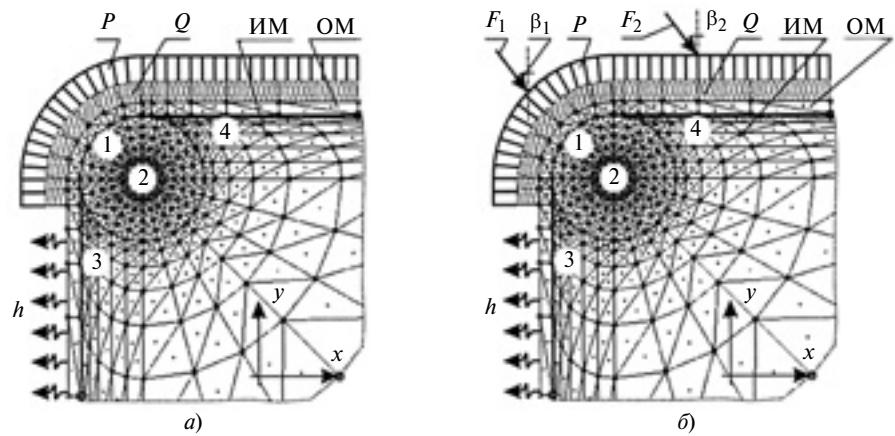


Рис. 3. Расчетные схемы для первого (а) и второго (б) этапов моделирования процесса резания

Таблица 1

| Материал | T^1 | T^2 | T^3 | T^4 |
|----------|-------|-------|-------|-------|
| 40Х | 1017 | 672 | 289 | 638 |
| СЧ32 | 1017 | 672 | 289 | 638 |
| ВМ1 | 999 | 687 | 312 | 686 |
| ЭП741Н-П | 1116 | 695 | 315 | 697 |

жущих пластинах использовали контрольные точки (КТ) — фиксированные узлы или конечные элементы конструкции. В качестве базовых точек использовали четыре КТ, расположение которых показано на рис. 3. В обозначениях зависимостей на рисунках индексы указывают КТ.

Исследование влияния показателей ОМ и покрытия на НДС пластины выполняли в два этапа: сначала определяли температуры и напряжения в режущей пластине из нитрида кремния (Si_3N_4), с помощью которой обрабатывали различные материалы. При этом пластину нагружали распределенной силой $p = 3,5 \cdot 10^8$ Па и тепловым потоком $Q = 1,1 \cdot 10^8$ Вт/м² (рис. 3, а). На участках пластины, свободных от теплового потока, осуществляли теплоотвод в окружающую среду с коэффициентом теплопроводности $h = 2 \cdot 10^5$ Вт/(м² · К).

Затем исследовали влияние разных свойств ОМ (40Х, СЧ32, ВМ1 и ЭП741Н-П) на НДС режущей пластины из Al_2O_3 путем изменения одного показателя в диапазоне его граничных значений, другие показатели соответствовали значениям для базового материала, в качестве которого приняли СЧ32. Режущую пластину нагружали двумя сосредоточенными силами $F_1 = F_2 = 0,01$ Н ($\beta_1 = \beta_2 = 45^\circ$), распределенной силой $p = 10^8$ Па и тепловым потоком $Q = 10^8$ Вт/м² (рис. 3, б). На поверхностях пластины, свободных от теплового потока, осуществляли теплоотвод в окружающую среду с коэффициентом теплопроводности $h = 10^5$ Вт/(м² · К).

Результаты первого этапа исследований — влияния ОМ на температуру в КТ приведены в табл. 1, где ОМ ранжированы по температурам в КТ2—КТ4. Анализ показал, что температуры в КТ пластины при обработке разных материалов отличаются на 3—9 % при одинаковых условиях нагружения. Наименьшие температуры зафиксированы в режущей пластине при обработке стали 40Х и чугуна СЧ32, наибольшие — при обработке никелевого сплава ЭП741Н-П. Однако это не распространяется на температуру в КТ1, где наименьшая температура зафиксирована при обработке молибденового сплава ВМ1. Разница температур в КТ1 при обработке разных материалов не превышает 2 %.

Полученные данные (в табл. 2) характеризуют влияние ОМ на напряженное состояние керамической режущей пластины под действием только силового ($Q = 0$) и смешанного ($Q = 1,1 \cdot 10^8$ Вт/м²) нагружения. Видно, что влияние ОМ на НДС режущей пластины из Si_3N_4 зависит от расположения КТ. Так, при действии только распределенной силы ОМ не влияет на интенсивность напряжений в КТ2, а в КТ1, КТ3 и КТ4 разницы напряжений σ_i составили соответственно 8,6; 7,9 и 5,5 %. При дополнительном действии теплового потока $Q = 1,1 \cdot 10^8$ Вт/м² напряжения σ_i в КТ1, КТ3 и КТ4 увеличились соответственно на 8, 20 и 55 % относительно напряжений только при силовом нагружении. При этом дополнительное воздействие теплового потока на режущую пластину уменьшает σ_i в КТ2 на 75 %.

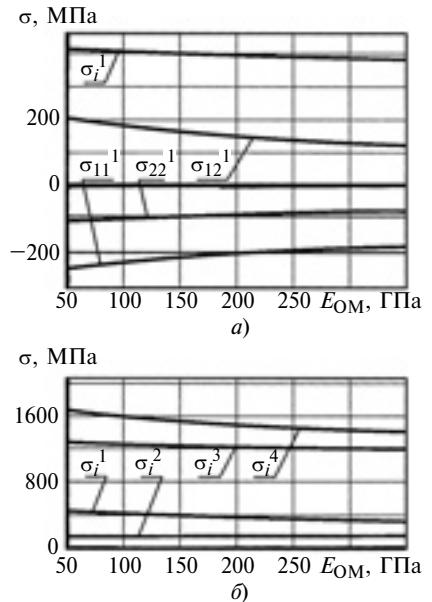


Рис. 4. Зависимости изменения напряжений в КТ1 (а) и напряжений в КТ1—КТ4 (б) режущей пластины из Al_2O_3 от модуля E_{OM} упругости [$F_1 = F_2 = 0,01$ Н; $\beta_1 = \beta_2 = 45^\circ$; $p = 10^8$ Па; $Q = 10^8$ Вт/м²; $h = 10^8$ Вт/(м² · К)]

Результаты второго этапа исследований — влияние плотности ОМ (в диапазоне $\rho_{\text{OM}} = 2 \div 12$ кг/м³) на НДС режущей пластины, показали, что этот показатель не влияет на температуру и напряжение в режущей пластине из Al_2O_3 .

Модуль E_{OM} упругости ОМ (в диапазоне $E_{\text{OM}} = 50 \div 350$ ГПа) не влияет на температуру, но оказывает заметное влияние на напряженное состояние режущей пластины из Al_2O_3 . Влияние модуля упругости ОМ на σ_i определяется расположением КТ.

На рис. 4, а приведены зависимости влияния модуля упругости ОМ на σ_{11}^1 , σ_{22}^1 и σ_{12}^1 и σ_i^1 . Увеличение E_{OM} приводит к уве-

| Материал | $Q = 0$ | | | | $Q = 1,1 \cdot 10^8$ Вт/м ² | | | |
|----------|--------------|--------------|--------------|--------------|--|--------------|--------------|--------------|
| | σ_i^1 | σ_i^2 | σ_i^3 | σ_i^4 | σ_i^1 | σ_i^2 | σ_i^3 | σ_i^4 |
| 40Х | 556 | 367 | 365 | 992 | 606 | 256 | 410 | 1551 |
| ВМ1 | 570 | 366 | 372 | 1005 | 625 | 251 | 448 | 1560 |
| ЭП741Н-П | 570 | 367 | 372 | 1007 | 621 | 258 | 459 | 1567 |
| СЧ32 | 604 | 367 | 394 | 1047 | 655 | 286 | 336 | 1601 |

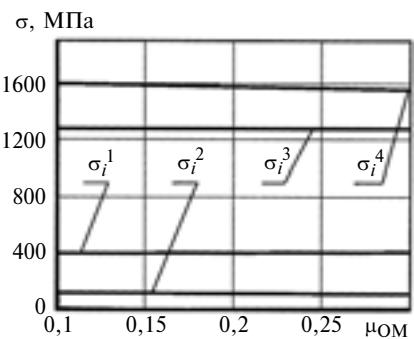


Рис. 5. Зависимости изменения напряжений в КТ1–КТ4 режущей пластины из Al_2O_3 от коэффициента Пуассона ОМ [$F_1 = F_2 = 0,01 \text{ Н}$; $\beta_1 = \beta_2 = 45^\circ$; $p = 10^8 \text{ Па}$; $Q = 10^8 \text{ Вт}/\text{м}^2$; $h = 10^8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$]

личению σ_{11}^1 , σ_{22}^1 и уменьшению σ_{12}^1 и σ_i^1 . Напряжения σ_i во всех КТ уменьшаются при увеличении E_{OM} , причем в КТ2 это проявляется в наименьшей степени (рис. 4, б). Увеличение E_{OM} приводит к уменьшению напряжений в КТ1, КТ3 и КТ4 и практически не изменяет напряжение в КТ2. При увеличении E_{OM} от 50 до 350 ГПа наибольшее уменьшение σ_i (на 20 %) зафиксировано в КТ4, наименьшее — в КТ1.

Получены зависимости изменения напряжений в КТ режущей пластины из Al_2O_3 от модуля E_{OM} упругости:

$$\begin{aligned}\sigma_{11} &= A_{E\text{OM}} \ln E_{\text{OM}} + B_{E\text{OM}}; \\ \sigma_{22} &= C_{E\text{OM}} \ln E_{\text{OM}} + D_{E\text{OM}}; \\ \sigma_{12} &= F_{E\text{OM}} \ln E_{\text{OM}} + G_{E\text{OM}}; \\ \sigma_i &= K_{E\text{OM}} \ln E_{\text{OM}} + M_{E\text{OM}};\end{aligned}$$

где $A_{E\text{OM}}$, $B_{E\text{OM}}$, $C_{E\text{OM}}$, $D_{E\text{OM}}$, $F_{E\text{OM}}$, $G_{E\text{OM}}$, $K_{E\text{OM}}$ и $M_{E\text{OM}}$ — коэффициенты (табл. 3).

В результате исследования влияния коэффициента Пуассона ($\mu_{\text{MO}} = 0,2 \div 0,4$) ОМ на НДС режущей пластины из Al_2O_3 установлено, что μ_{MO} не влияет на температуру и оказывает незначительное влияние на напряженное состояние режущей пластины (рис. 5). Установлено, что увеличение μ_{MO} уменьшает σ_i в КТ4, а в остальных КТ влияние этого

коэффициента крайне незначительно.

Получены зависимости, связанные коэффициент Пуассона ОМ с напряжениями в КТ режущей пластины из Al_2O_3 :

$$\begin{aligned}\sigma_{11} &= A_{\mu\text{OM}} \ln \mu_{\text{OM}} + B_{\mu\text{OM}}; \\ \sigma_{22} &= C_{\mu\text{OM}} \ln \mu_{\text{OM}} + D_{\mu\text{OM}}; \\ \sigma_{12} &= F_{\mu\text{OM}} \ln \mu_{\text{OM}} + G_{\mu\text{OM}}; \\ \sigma_i &= K_{\mu\text{OM}} \ln \mu_{\text{OM}} + M_{\mu\text{OM}};\end{aligned}$$

где $A_{\mu\text{OM}}$, $B_{\mu\text{OM}}$, $C_{\mu\text{OM}}$, $D_{\mu\text{OM}}$, $F_{\mu\text{OM}}$, $G_{\mu\text{OM}}$, $K_{\mu\text{OM}}$ и $M_{\mu\text{OM}}$ — коэффициенты (табл. 4).

Влияние температурного коэффициента α_{OM} линейного расширения ОМ на НДС режущей пластины из Al_2O_3 исследовали в диапазоне изменения $\alpha_{\text{OM}} = (5 \div 15) \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$. Установлено, что влияние температурного коэффициента линейного расширения ОМ на напряженное состояние режущей пластины достаточно сложное. Так, напряжения σ_{11}^2 и σ_{22}^2 уменьшаются в КТ2 режущей пластины при увеличении α_{OM} от $5 \cdot 10^{-6}$ до $15 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$, а σ_{12}^2 изменяет знак с "+" на "-" (рис. 6, а), что приводит к снижению интенсивности напряжений σ_i^2 . Аналогичным образом изменяется и σ_i^1

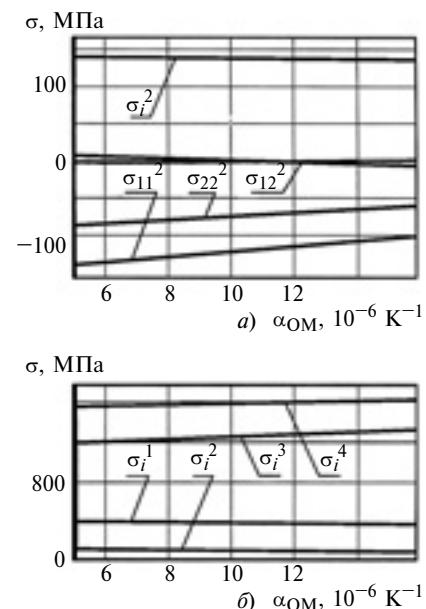


Рис. 6. Зависимости изменения напряжения в КТ2 (а) и КТ1–КТ4 (б) пластины из Al_2O_3 от температурного коэффициента линейного расширения ОМ [$F_1 = F_2 = 0,01 \text{ Н}$; $\beta_1 = \beta_2 = 45^\circ$; $p = 10^8 \text{ Па}$; $Q = 10^8 \text{ Вт}/\text{м}^2$; $h = 10^8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$]

(рис. 6, б). Однако в КТ3 и КТ4 напряжения повышаются на $7 \div 10 \%$ при увеличении α_{OM} от $5 \cdot 10^{-6}$ до $15 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$. Для КТ3 режущей пластины из Al_2O_3 характерно повышение σ_{11} , σ_{22} и σ_{12} при увеличении α_{OM} . Изменение σ_{11} , σ_{22} , σ_{12} и σ_i в КТ4 имеет наиболее сложный характер,

Таблица 3

| КТ | $A_{E\text{OM}}$ | $B_{E\text{OM}}$ | $C_{E\text{OM}}$ | $D_{E\text{OM}}$ | $F_{E\text{OM}}$ | $G_{E\text{OM}}$ | $K_{E\text{OM}}$ | $M_{E\text{OM}}$ |
|----|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|
| 1 | 14,94 | -304,2 | -5,14 | -44,93 | -30,39 | 331,6 | -52,52 | 634,27 |
| 2 | -3,08 | -104,9 | -4,11 | -54,94 | -18,03 | 75,97 | 9,8 | 63,5 |
| 3 | 3,61 | -1045 | 39,14 | -964,9 | 3,07 | 466,68 | -10,8 | 1303,7 |
| 4 | 75,19 | -1252 | 56,12 | -1061 | -54,09 | 998,92 | -138,1 | 2208,8 |

Таблица 4

| КТ | $A_{\mu\text{OM}}$ | $B_{\mu\text{OM}}$ | $C_{\mu\text{OM}}$ | $D_{\mu\text{OM}}$ | $F_{\mu\text{OM}}$ | $G_{\mu\text{OM}}$ | $K_{\mu\text{OM}}$ | $M_{\mu\text{OM}}$ |
|----|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| 1 | 2,88 | -231,3 | 18,83 | -45,04 | 20,23 | 217,41 | 31,9 | 432,59 |
| 2 | 4,36 | -114,1 | 2,88 | -71,34 | -1,88 | -9,49 | 2,88 | 110,66 |
| 3 | 5,75 | -1036 | -2,88 | -787,6 | -2,88 | 479,34 | 2,88 | 1255,7 |
| 4 | 7,23 | -894,4 | 4,35 | -794,1 | -2,88 | 746,34 | -29,34 | 1535 |

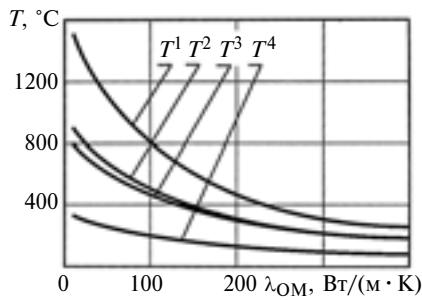


Рис. 7. Зависимости изменения температуры в КТ1–КТ4 режущей пластины из Al_2O_3 от коэффициента теплопроводности ОМ [$F_1 = F_2 = 0,01 \text{ Н}$; $\beta_1 = \beta_2 = 45^\circ$; $p = 10^8 \text{ Па}$; $Q = 10^8 \text{ Вт}/\text{м}^2$; $h = 10^8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$]

что связано со снижением напряжений σ_{11} , σ_{22} и повышением напряжений σ_{12} . Это приводит к некоторому повышению напряжения при увеличении температурного коэффициента линейного расширения ОМ.

Получены зависимости для температурного коэффициента α_{OM} линейного расширения ОМ и напряжения в КТ пластины из Al_2O_3 :

$$\begin{aligned}\sigma_{11} &= A_{\alpha\text{OM}}\alpha_{\text{OM}} + B_{\alpha\text{OM}}; \\ \sigma_{22} &= C_{\alpha\text{OM}}\alpha_{\text{OM}} + D_{\alpha\text{OM}}; \\ \sigma_{12} &= F_{\alpha\text{OM}}\alpha_{\text{OM}} + G_{\alpha\text{OM}}; \\ \sigma_i &= K_{\alpha\text{OM}}\alpha_{\text{OM}} + M_{\alpha\text{OM}};\end{aligned}$$

где $A_{\alpha\text{OM}}$, $B_{\alpha\text{OM}}$, $C_{\alpha\text{OM}}$, $D_{\alpha\text{OM}}$, $F_{\alpha\text{OM}}$, $G_{\alpha\text{OM}}$, $K_{\alpha\text{OM}}$ и $M_{\alpha\text{OM}}$ — коэффициенты (табл. 5).

Исследования влияния коэффициента λ_{OM} теплопроводности ОМ на тепловое и напряженное состояние режущих пластин выполнены в диапазоне $\lambda_{\text{OM}} = 10 \div 400 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Увеличение коэффициента λ_{OM} от 30 до 400 $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ приводит к снижению температуры во всех КТ режущей пластины из Al_2O_3 (рис. 7). Причем интенсивность снижения температуры определяется расположением КТ в режущей пластине — температуры в КТ1–КТ4 уменьшаются соответственно в 5; 4; 2,3 и 3,6 раза. Получена зависимость для режущей пластины из Al_2O_3 :

$$T = A_{\lambda\text{OM}}A_{\lambda\text{OM}}\lambda_{\text{OM}}^{B_{\lambda\text{OM}}},$$

где $A_{\lambda\text{OM}}$ и $B_{\lambda\text{OM}}$ — коэффициенты (табл. 6).

Исследовали влияние коэффициента λ_{OM} на НДС пластины из Al_2O_3 в диапазоне $\lambda_{\text{OM}} = 10 \div 400 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Увеличение теплопроводности ОМ неоднозначно влияет на напряженное состояние пластины. Так, увеличение λ_{OM} приводит к повышению σ_{12}^1 , σ_{11}^1 , σ_{22}^1 и σ_i^1 (рис. 8, а)

и σ_i^2 (рис. 8, б). Однако в КТ3 и КТ4 зафиксировано снижение σ_{11} , σ_{22} , σ_{12} и σ_i , причем изменение

Таблица 5

| КТ | $A_{\alpha\text{OM}}$ | $B_{\alpha\text{OM}}$ | $C_{\alpha\text{OM}}$ | $D_{\alpha\text{OM}}$ | $F_{\alpha\text{OM}}$ | $G_{\alpha\text{OM}}$ | $K_{\alpha\text{OM}}$ | $M_{\alpha\text{OM}}$ |
|----|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| 1 | 0,39 | -239,1 | 3,19 | -103,2 | -2,39 | 216,05 | -3,31 | 425,27 |
| 2 | 3,69 | -158,6 | 2,09 | -96,64 | -1,29 | 6,54 | -2,99 | 138,13 |
| 3 | -65,01 | -565,4 | -0,7 | 776,54 | 7,49 | 404,43 | 12,39 | 1121,9 |
| 4 | 6,1 | -968,4 | 1,01 | -810,9 | 1,99 | 729,73 | 3,35 | 1537,3 |

Таблица 6

| Коэффициент | КТ1 | КТ2 | КТ3 | КТ4 |
|------------------------|---------|---------|---------|---------|
| $A_{\lambda\text{OM}}$ | 4773,5 | 2454,8 | 584,87 | 2109,9 |
| $B_{\lambda\text{OM}}$ | -0,4405 | -0,3776 | -0,2196 | -0,3456 |

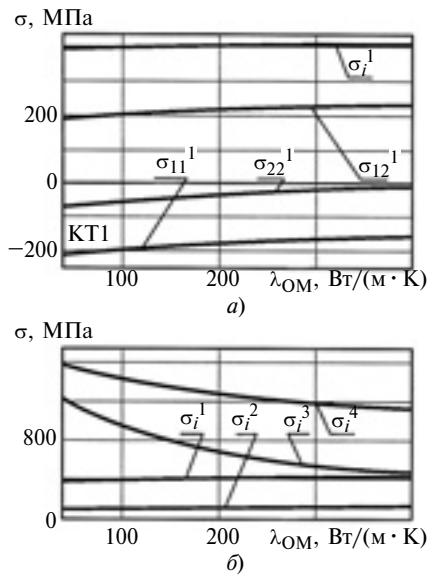


Рис. 8. Зависимости изменения напряжений в КТ1 и КТ1–КТ4 (б) режущей пластины из Al_2O_3 от коэффициента теплопроводности ОМ [$F_1 = F_2 = 0,01 \text{ Н}$; $\beta_1 = \beta_2 = 45^\circ$; $p = 10^8 \text{ Па}$; $Q = 10^8 \text{ Вт}/\text{м}^2$; $h = 10^8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$]

σ, МПа

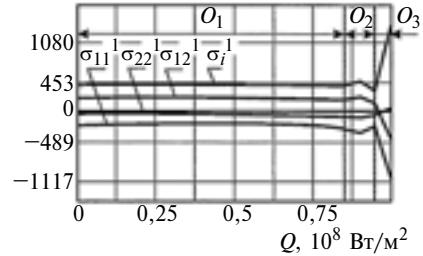


Рис. 9. Зависимости изменения напряжений в КТ1 режущей пластины из Al_2O_3 от теплового потока [$\lambda_{\text{OM}} = 10 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $F_1 = F_2 = 0,01 \text{ Н}$; $\beta_1 = \beta_2 = 45^\circ$; $p = 10^8 \text{ Па}$; $Q = 10^8 \text{ Вт}/\text{м}^2$; $h = 10^8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$]

ние λ_{OM} от 30 до 400 $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ приводит к уменьшению σ_i в КТ3 и КТ4 в 2,75 и 1,4 раза.

При теплопроводности ОМ ниже 30 $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ в режущей пластине из Al_2O_3 выявлено сильное влияние теплового потока на характер НДС, что подтверждают полученные зависимости для КТ1 режущей пластины из Al_2O_3 (рис. 9). Рассмотрим случай, когда ОМ имеет крайне низкую теплопроводность [10 $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$].

Таблица 7

| КТ | $A_{\lambda, \text{OM}}$ | $B_{\lambda, \text{OM}}$ | $C_{\lambda, \text{OM}}$ | $D_{\lambda, \text{OM}}$ | $F_{\lambda, \text{OM}}$ | $G_{\lambda, \text{OM}}$ | $K_{\lambda, \text{OM}}$ | $M_{\lambda, \text{OM}}$ |
|----|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|
| 1 | 16,66 | -294,3 | 15,3 | -125,2 | 13,6 | 142,8 | 16,3 | 332,1 |
| 2 | 14,27 | -171,7 | 10,6 | -113,8 | 26,6 | -104,6 | -2,5 | 116,3 |
| 3 | 391,31 | -2447 | 223,9 | -1600 | -105,4 | 871,9 | -339,6 | 2490,3 |
| 4 | 165,14 | -1508 | 180,14 | -1447 | -61,01 | 983,45 | -184,6 | 2264,5 |

В этом случае все полученные зависимости имеют три характерных участка (O_1 , O_2 и O_3). Рассмотрим особенности НДС режущей пластины из Al_2O_3 на каждом из этих участков. На участке O_1 на режущую пластину действует тепловой поток Q , значение которого изменяется от 0 до $8,5 \cdot 10^7 \text{ Вт}/\text{м}^2$, и его влияние на напряжения σ_{11}^1 , σ_{22}^1 , σ_{12}^1 и σ_i^1 минимальны; НДС практически не изменяется при увеличении теплового потока. На участке O_2 на режущую пластину действует тепловой поток Q , значение которого изменяется от $8,5 \cdot 10^7$ до $9,5 \cdot 10^7 \text{ Вт}/\text{м}^2$, напряжения сначала увеличиваются, а затем уменьшаются. На участке O_3 на режущую пластину действует тепловой поток $Q > 9,5 \cdot 10^7 \text{ Вт}/\text{м}^2$, здесь наблюдается стремительное увеличение напряжений σ_{11}^1 , σ_{22}^1 , σ_{12}^1 и σ_i^1 .

Получены зависимости, связанные коэффициент λ_{OM} теплопроводности ОМ с напряжениями в КТ режущей пластины из Al_2O_3 :

$$\sigma_{11} = A_{\lambda, \text{OM}} \ln \lambda_{\text{OM}} + B_{\lambda, \text{OM}}$$

$$\sigma_{22} = C_{\lambda, \text{OM}} \ln \lambda_{\text{OM}} + D_{\lambda, \text{OM}}$$

$$\sigma_{12} = F_{\lambda, \text{OM}} \ln \lambda_{\text{OM}} + G_{\lambda, \text{OM}}$$

$$\sigma_i = K_{\lambda, \text{OM}} \ln \lambda_{\text{OM}} + M_{\lambda, \text{OM}}$$

где $A_{\lambda, \text{OM}}$, $B_{\lambda, \text{OM}}$, $C_{\lambda, \text{OM}}$, $D_{\lambda, \text{OM}}$, $F_{\lambda, \text{OM}}$, $G_{\lambda, \text{OM}}$, $K_{\lambda, \text{OM}}$ и $M_{\lambda, \text{OM}}$ — коэффициенты (табл. 7).

Исследование влияния коэффициента $C_{p, \text{OM}}$ удельной теплопроводности ОМ на напряженное состояние режущей пластины выполнено [в диапазоне $C_{p, \text{OM}} = 0,2 \div 1,6 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$]. Полученные результаты показали, что $C_{p, \text{OM}}$ не влияет на напряженное состояние в КТ режущей пластины в условиях установившейся теплопроводности.

На основании полученных результатов сделаны выводы:

свойства ОМ весьма сложным образом влияют на НДС керамических режущих пластин;

при проектировании керамических инструментов необходимо учитывать свойства ОМ путем согласования прикладываемых нагрузок и показателей свойств керамики и ОМ;

полученные зависимости, отражающие связь температуры и напряжений в керамических режущих пластинах с плотностью, модулем упругости, коэффициентом Пуассона и теплопроводностью ОМ, позволяют уточнять технологические параметры для обеспечения эффективной эксплуатации инструмента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Григорьев С. Н., Кузин В. В. Перспективы применения инструментов с керамическими режущими пластинами в современной металлообработке // Стекло и керамика. 2011. № 8. С. 17–22.

2. Григорьев С. Н., Волосова М. А. Технология комбинированного поверхностного упрочнения режущего

инструмента из оксидно-карбидной керамики // Вестник машиностроения. 2005. № 9. С. 32–36.

3. Верещака А. С., Козочкин М. П., Кузин В. В. К вопросу о диагностике состояния твердосплавных инструментов с покрытием в условиях использования ГПС // Вестник машиностроения. 1988. № 9. С. 40–44.

4. Тепловое состояние быстрорежущего инструмента, подвергнутого химико-термической обработке / В. И. Латышев, А. Г. Наумов, В. В. Кузин и др. // Вестник машиностроения. 1992. № 4. С. 49–52.

5. Кузин В. В. Работоспособность режущих инструментов из нитридной керамики при обработке чугунов // Вестник машиностроения. 2004. № 5. С. 39–43.

6. Кузин В. В. Высокопроизводительная обработка молибденовых сплавов резанием // Вестник машиностроения. 2004. № 8. С. 39–44.

7. Волосова М. А., Кузин В. В. Закономерности изнашивания режущих пластин из оксидной и нитридной керамики // Металловедение и термическая обработка. 2012. № 1. С. 40–46.

8. Влияние силовых нагрузок на напряженно-деформированное состояние режущих пластин из оксидной керамики / С. Н. Григорьев, В. В. Кузин, Д. Буртон и др. // Вестник машиностроения. 2012. № 1. С. 67–71.

9. Влияние тепловых нагрузок на напряженно-деформированное состояние режущих пластин из керамики на основе оксида алюминия / Григорьев С. Н., Кузин В. В., Буртон Д. и др. // Вестник машиностроения. 2012. № 5. С. 68–71.

10. Кузин В. В., Федоров С. Ю., Федоров М. Ю. Контактные процессы при резании керамическими инструментами // Вестник МГТУ "Станкин". 2010. № 4. С. 85–94.

11. Кузин В. В. Микроструктурная модель керамической режущей пластины // Вестник машиностроения. 2011. № 4. С. 72–76.

12. Григорьев С. Н., Мяченков В. И., Кузин В. В. Автоматизированная система термопрочностных расчетов керамических режущих пластин // Вестник машиностроения. 2011. № 11. С. 26–31.

Изменение напряженного состояния задней поверхности зуба фрезы при торцевом фрезеровании

Разработана имитационная модель формирования напряженного состояния на задней поверхности зуба торцевой фрезы, которая показала периодический характер напряжений по мере его перемещения в процессе резания.

Ключевые слова: торцевое фрезерование, фреза, задняя поверхность, напряженное состояние, изнашивание, имитационная модель.

A simulation model of the stress state formation on the tooth clearance surface of face-milling cutter has been elaborated. The model has shown a periodic character of stresses as the tooth is moved in the cutting process.

Keywords: face milling, milling cutter, the clearance surface, the stress state, wear, simulation model.

Составляющую силы резания, действующую на задней поверхности режущей части инструмента, формируют напряжения на задней поверхности зуба фрезы, которые изменяются в процессе резания по мере продвижения режущего клина.

Цель исследования — расчетная оценка изменения напряженного состояния на задней поверхности зуба фрезы при торцевом фрезеровании.

На рис. 1, а (см. обложку) представлена общепринятая в теории резания кинематическая схема резания в системе координат зуба фрезы [1]. Торцевое фрезерование — процесс несвободного резания, при котором имеет место переменная толщина среза. На рис. 1, б (см. обложку) показана кинематическая схема резания в системе координат зуба фрезы. Сечения 1—1, 2—2 и 3—3 отображают формирование срезаемого слоя вдоль режущей кромки зуба фрезы.

Получить расчетную схему можно, используя метод имитационного моделирования, сформулированный в работах [2, 3] и развитый применительно к точению в работах [4—7], а к торцевому фрезерованию — в работах [8—15].

Метод основывается на решении задачи упругопластического деформирования обрабатываемого материала, которое происходит вследствие перемещения режущего клина вплоть до разрушения обрабатываемого материала. В механике сплошных сред данная задача относится к задачам теории пластичности при кинематических граничных условиях.

Расчетным путем определим напряженное состояние в обрабатываемом материале область напряженного состояния, а также напряжения на передней и задней поверхностях режущего клина в зависимости от его перемещения и прочностных свойств обрабатываемого материала. Схему формируем применительно к имитационной модели про-

цесса резания при торцевом фрезеровании с учетом износа задней поверхности зуба фрезы. Внешние воздействия, обуславливающие напряженно-деформированное состояние обрабатываемого материала, формируются в результате перемещения зуба фрезы.

Расчетная схема для формирования пространственной схемы резания представлена на рис. 2 (см. обложку), где $\Phi_2(x, y, z) = y = 0$; $\Phi_3(x, y, z) = z = 0$; $\Phi_4(x, y, z) = z = l_d$; $\Phi_5(x, y, z) = y = a - b_d$. Так как рассматриваются напряжения на задней поверхности зуба фрезы, то целесообразна постановка задачи в напряжениях.

Напряженное состояние деформируемого тела и условия равновесия описываются уравнениями объемной деформации Бельтрами—Митчелла в декартовых координатах [16]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta\sigma_x + \frac{3}{1+\mu}\frac{\partial^2\sigma}{\partial x^2} = 0; \quad \Delta\sigma_y + \frac{3}{1+\mu}\frac{\partial^2\sigma}{\partial y^2} = 0; \\ \Delta\sigma_z + \frac{3}{1+\mu}\frac{\partial^2\sigma}{\partial z^2} = 0; \\ \Delta\tau_{xy} + \frac{3}{1+\mu}\frac{\partial^2\sigma}{\partial x\partial y} = 0; \quad \Delta\tau_{yz} + \frac{3}{1+\mu}\frac{\partial^2\sigma}{\partial y\partial z} = 0; \\ \Delta\tau_{xz} + \frac{3}{1+\mu}\frac{\partial^2\sigma}{\partial x\partial z} = 0, \end{array} \right. \quad (1)$$

где $\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$ — оператор Лапласа;
 $\sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z}{3}$.

Напряженное состояние формируется в результате перемещения зуба фрезы, что задается через граничные условия, обусловленные перемещением границы:

$$\left\{ \begin{array}{l} u = (0, 0, u); \dot{u} = (0, 0, v) \quad \forall(x, y, z) \in \Phi_1; \\ u = (0, 0, u); \dot{u} = (0, 0, v) \quad \forall(x, y, z) \in \Phi_2; \\ u = 0; \dot{u} = 0 \quad \forall(x, y, z) \in \Phi_3; \\ u = 0; \dot{u} = 0 \quad \forall(x, y, z) \in \Phi_4; \\ u = 0; \dot{u} = 0 \quad \forall(x, y, z) \in \Phi_5; \\ u = 0; \dot{u} = 0 \quad \forall(x, y, z) \in \Phi_6, \end{array} \right. \quad (2)$$

где Φ_1 и Φ_2 — передняя и задняя поверхности режущей части инструмента; Φ_3 — Φ_6 — границы расчетной области.

В граничных условиях (2) для поверхности $\Phi_2(x, y, z)$ при перемещении u задано ограничение: граница движется вдоль оси z со скоростью v .

Для математического описания граничного условия с учетом трения на поверхности $\Phi_2(x, y, z)$ запишем модуль вектора нормальной составляющей силы резания [16]:

$$|\bar{R}_n| = \bar{n} \bar{R} \sqrt{\cos^2 nx + \cos^2 ny + \cos^2 nz} \quad (3)$$

и модуль вектора касательной составляющей [1]:

$$\begin{aligned} |\bar{R}_\tau| &= \sqrt{[(\sigma_{xx} - \sigma_n) \cos nx + \tau_{xy} \cos ny + \tau_{xz} \cos nz]^2 +} \\ &\rightarrow \sqrt{[\tau_{yx} \cos nx + (\sigma_{yy} - \sigma_n) \cos ny + \tau_{zy} \cos nz]^2 +} \\ &\rightarrow \sqrt{[\tau_{zx} \cos nx + \tau_{yz} \cos ny + (\sigma_{zz} - \sigma_n) \cos nz]^2}. \end{aligned} \quad (4)$$

Связь касательной и нормальной составляющих запишем через коэффициент трения [16]:

$$|\bar{R}_\tau| = f |\bar{R}_n|. \quad (5)$$

Таким образом, зависимости (3)–(5) отображают математическое описание процесса трения на поверхности $\Phi_2(x, y, z)$.

Начальные условия в перемещениях для заготовки:

$$t = 0 \rightarrow \bar{u} = (0, 0, 0); \quad \dot{u} = v; \quad \ddot{u} = 0. \quad (6)$$

Связь уравнений деформации (1) и перемещения (6) в теории упругости и пластичности устанавливают уравнения Коши [16]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}; \quad \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}; \quad \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z}; \\ \gamma_{xy} = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}; \quad \gamma_{yz} = \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z}; \quad \gamma_{zx} = \frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\partial u}{\partial x}. \end{array} \right. \quad (7)$$

Эта же связь описывается законом Гука [16]:

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_x = E \left[\frac{\varepsilon_x}{(1+\mu)} + \frac{\mu}{(1+\mu)(1-2\mu)} (\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z) \right]; \\ \sigma_y = E \left[\frac{\varepsilon_y}{(1+\mu)} + \frac{\mu}{(1+\mu)(1-2\mu)} (\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z) \right]; \\ \sigma_z = E \left[\frac{\varepsilon_z}{(1+\mu)} + \frac{\mu}{(1+\mu)(1-2\mu)} (\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z) \right]; \\ \tau_{xy} = G \gamma_{xy}; \quad \tau_{yz} = G \gamma_{yz}; \quad \tau_{zx} = G \gamma_{zx}. \end{array} \right\} \quad (8)$$

Модули упругости E и пластичности $E_{\text{пл}}$ (модуль упругости второго рода), а также коэффициент Пуассона μ и модуль сдвига G в формулах (8) связаны выражениями [16]:

$$\left. \begin{array}{l} E = \frac{2G}{1+\mu}; \\ E_{\text{пл}} = (\sigma_b - \sigma_t) / \left(\varepsilon_k - \frac{\sigma_t}{E} \right), \end{array} \right\} \quad (9)$$

где σ_b — деформационное упрочнение; σ_t — предел текучести; ε_k — разрушающая деформация.

Исследования упругопластических свойств конструкционных материалов (сталей и сплавов) показали [17], что сопротивляемость материалов разрушению является функцией от интенсивности деформаций, скорости деформирования и температуры деформируемого материала:

$$\sigma_i = \Phi(\varepsilon_i, \dot{\varepsilon}_i, T). \quad (10)$$

Здесь σ_i — обобщенное эквивалентное напряжение (в теории пластичности — интенсивность напряжений) определяется через компоненты тензора напряжений [16]:

$$\begin{aligned} \sigma_i &= \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2] +} \\ &\rightarrow \sqrt{+ 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}; \end{aligned} \quad (11)$$

ε_i — обобщенная деформация (в теории пластичности — интенсивность деформации) [16]:

$$\begin{aligned} \varepsilon_i &= \sqrt{\frac{1}{2}[(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + (\varepsilon_y - \varepsilon_z)^2 + (\varepsilon_z - \varepsilon_x)^2] +} \\ &\rightarrow \sqrt{+ \frac{3}{4}(\gamma_{xy}^2 + \gamma_{yz}^2 + \gamma_{zx}^2)}; \end{aligned} \quad (12)$$

$\dot{\varepsilon}_i$ — скорость деформирования; T — температура материала.

Механические свойства сталей и сплавов для разных скоростей деформирования задаются диаграммой деформационного упрочнения (рис. 3). Точка B соответствует разрушающей деформации ε_k , где интенсивность деформаций достигает предельной величины и происходит разрушение элементарного объема. Температурно-скоростные прочностные характеристики сталей и сплавов приведены в справочнике [18].

Таким образом, совокупность уравнений (2)–(12) представляет собой математическую постановку задачи определения напряжений на задней поверхности зазора торцевой фрезы в результате ее контакта с заготовкой при перемещении зазора фрезы при резании.

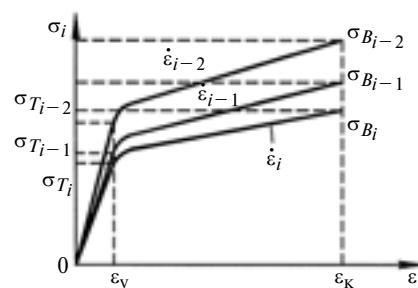


Рис. 3. Зависимости деформационного упрочнения стали ($\dot{\varepsilon}_i < \dot{\varepsilon}_{i-1} < \dot{\varepsilon}_{i-2}$)

Моделирование в ППП Ansys Ls Dyna

Для решения поставленной задачи целесообразно использовать метод конечных элементов с помощью пакета программ ANSYS. Для этого в среде ANSYS LS DYNA необходимо задать все параметры задачи средствами ANSYS LS DYNA и построить сетку конечных элементов. При разбиении применялась неравномерная сетка конечных элементов SOLID 164 призматической формы.

Программа ANSYS LS DYNA позволяет рассчитать все характеристики деформационного и напряженного состояния обрабатываемого материала по заданной прочностной характеристике $\sigma_i = f(\varepsilon_i, T, \dot{\varepsilon}_i)$ и определить напряжения на задней поверхности зуба фрезы.

Изменение напряженного состояния на задней поверхности зуба фрезы

Для анализа напряжений на задней поверхности в зависимости от перемещения зуба фрезы выполнен расчет напряженного состояния для некоторого промежутка времени. Исходные данные: геометрия зуба фрезы — передний угол $\gamma = 0$, задний угол $\alpha = 7^\circ$; размер площадки изнашивания зуба фрезы $l_3 = 0,4$ мм; скорость резания $v = 450$ м/мин; подача на зуб фрезы $S_Z = 0,1$ мм/зуб; материал заготовки — Сталь 45.

Далее рассчитали поля интенсивности напряжений для 91 момента времени. Шагу расчета 0,2 мкс соответствует перемещение зуба фрезы $\Delta z = 3v10^{-6}$ мм.

Для каждого шага расчета построены поля интенсивности напряжений. На рис. 4 (см. обложку) приведены несколько характерных полей напряжений, рассчитанных с помощью ANSYS LS DYNA, которые иллюстрируют характер изменений напряженного состояния по мере продвижения зуба фрезы.

Расчеты по полученной математической модели показали, что напряженное состояние обрабатываемого материала по мере продвижения зуба фрезы изменяется и по величине, и по характеру. До 11-го шага расчета напряжения постепенно возрастают, достигая максимального значения, что соответствует 2 мкс (см. рис. 4, б). Затем напряжения снижаются (с 12 до 69 шага) и вновь возрастают, достигая максимальных значений на 75-м шаге, что соответствует 14,8 мкс (см. рис. 4, г).

Таким образом, анализ показал, что напряженное состояние на задней поверхности инструмента изменяется периодически по мере перемещения зуба торцевой фрезы. Интервал между максимальными напряжениями составил 64 шага, т. е. 2,6 мкс, что соответствует $\approx 0,12$ мм перемещения зуба фрезы. Периодический характер напряженного состояния был отмечен применительно к точению и

в работе [3], что согласуется со строением стружки. Это же наблюдается и при торцовом фрезеровании.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Грановский Г. И., Грановский В. Г. Резание металлов. М.: Высшая школа, 1985. 304 с.
2. Блэк Д. Т. Модель напряжений пластического течения при резании металла // Тр. американского общества инж.-механиков. 1979. № 4. С. 124—126.
3. Кудинов В. А. Схема стружкообразования (динамическая модель процесса резания) // Станки и инструмент. 1992. № 11. С. 26—29.
4. Кошин А. А. Теория точности и оптимизация многоинструментной токарной обработки: Дис. ... д-ра техн. наук. Челябинск. 1995. 385 с.
5. Кошин А. А. Элементы математической теории резания металлов // Вестник ЮУрГУ. 2003. № 9. С. 102—111.
6. Vahid K. Modelling and Simulation of Mechanical Cutting // Doctoral Thesis. Instituten für Maskintechnik Avdelningen för Datorstödd maskinkonstruktion. 2001. № 28. 36 с.
7. Vahid K., Lundblad M., Lindgren L.-E. Numerical and Experimental Analysis of Orthogonal Metal Cutting // Doctoral Thesis. Instituten för Maskintechnik Avdelningen för Datorstödd maskinkonstruktion. 2001. № 28. 7 с.
8. Гузев В. И., Пименов Д. Ю. Нестационарность напряженного состояния на задней поверхности зуба фрезы, обусловленная деформациями в зоне сдвига // Технология машиностроения. 2010. № 7. С. 20—24.
9. Пименов Д. Ю., Гузев В. П., Кошин А. А. Влияние режимов резания на напряжение на задней поверхности инструмента // СТИН. 2011. № 8. С. 26—33.
10. Пименов Д. Ю., Гузев В. И., Кошин А. А. Анализ напряжений на задней поверхности зуба торцевой фрезы в зависимости от режимов резания // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологий. 2011. № 1 (285). С. 51—58.
11. Пименов Д. Ю., Гузев В. И., Кошин А. А. Влияние режимов резания на напряжение на задней поверхности инструмента // СТИН. 2011. № 8. С. 26—33.
12. Пименов Д. Ю., Гузев В. И., Кошин А. А. Исследование напряжений на задней поверхности зуба торцевой фрезы // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2011. № 4. С. 136—146.
13. Пименов Д. Ю., Гузев В. И., Кошин А. А. Напряжения на задней поверхности инструмента при разных режимах резания // Прогрессивные технологии в машиностроении. 2011. С. 81—91.
14. Пименов Д. Ю., Гузев В. П., Кошин А. А. Определение сил, действующих на задней поверхности режущей части инструмента // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологий. 2011. № 2/2 (286). С. 80—90.
15. Пименов Д. Ю. Разработка модели эпюры напряжений на задней поверхности зуба фрезы // Технология машиностроения. 2010. № 1. С. 48—52.
16. Биргер И. А. Прочность, устойчивость, колебания. Т. 1 / Под ред. И. А. Биргера, Я. Г. Пановко. М.: Машиностроение, 1968. 831 с.
17. Корчак С. Н. Теоретические основы влияния технологических факторов на повышение производительности шлифования стальных деталей: Дис. ... д-ра техн. наук. Челябинск. 1971. 372 с.
18. Полухин П. И., Гун Г. Я., Галкин А. М. Сопротивление пластической деформации металлов и сплавов. М.: Металлургия, 1976. 488 с.

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 65.011.1

Ю. В. САЖИН, д-р экон. наук, Н. П. ПЛЕТНЕВА, канд. техн. наук (Мордовский ГУ), e-mail: pnatp@yandex.ru

Внутренний аудит систем качества как средство их улучшения

Показана роль внутренних аудитов, направленных на выявление позитивных и лучших практик в обеспечении дальнейшего развития системы качества.

Ключевые слова: аудит качества, внутренний аудит, система менеджмента качества, позитивная практика, лучшая практика, бенчмаркинг.

The role of internal audits, aimed at reveal of positive and best practices to ensure the further development of the quality system, has been shown.

Keywords: quality audit, internal audit, quality management system, best practice, benchmarking.

Практика применения стандартов ИСО серии 9000 показала, что системы менеджмента качества (СМК) — мощное средство для достижения главной цели любого предприятия — завоевания рынка. Данные стандарты направлены на единобразие менеджментов качества различных предприятий, их назначение — выработка решений для постоянного улучшения бизнеса.

Анализ публикаций в этой области и диагностические исследования СМК ряда предприятий показали, что, как правило, на предприятиях, имеющих СМК, не используются системный и процессный подходы к управлению, недостаточно коммуникационных каналов или они даже не разработаны, не развиты предупреждающие действия и другая деятельность по улучшению качества [1, 2]. Причина низкой резуль-

тативности СМК заключается в том, что система не может полноценно развиваться в тисках неадаптивных иерархических организационных структур и устаревших методов управления предприятиями. Процессный подход несовместим с иерархической системой управления.

Исправить создавшееся положение можно, направив деятельность на постоянное совершенствование СМК предприятия, повышая ее эффективность и степень зрелости, осуществляя при этом реструктуризацию системы управления предприятием [3]. Давая качественную оценку различным СМК, их можно характеризовать низким, средним или высоким уровнями (табл. 1).

Одним из основных средств диагностики состояния СМК является внутренний аудит качества. Сегодня возможности внутреннего аудита на предприятиях с СМК используются неполностью. К сожалению, нет примеров, когда на российских предприятиях внутренний аудит СМК использовали для поиска внутренних резервов и возможностей даже в кризисный период [4].

Внутренние аудиторы должны сопоставлять результаты функционирования разных структур предприятия. Важным качеством аудитора является умение связать наблюдения с их последствиями. Доводя информацию до руководства предприятия, аудиторы должны получать поддержку в проведении необхо-

Характеристики основных уровней зрелости СМК

Таблица 1

| Уровень зрелости СМК | Признаки | Используемые средства диагностики |
|----------------------|--|---|
| Низкий | Большое число претензий от потребителей Имеются потери, увеличивающие стоимость продукции Мероприятия по улучшению СМК отсутствуют или их результативность незначительна Непосредственные участники процессов СМК не вовлечены | Семь простых инструментов качества Аудит соответствия Анализ затрат на улучшение качества продукции Статистическое управление технологическими процессами |
| Средний | Внешние потери несколько снижены, внутренние потери, влияющие на себестоимость продукции, остаются высокими Все подразделения знают свои обязанности в СМК Мероприятия по улучшению СМК разрабатываются с учетом вовлечения всего персонала | Творческие методы (мозговой штурм, метод аналогий) Аудит второй стороны Аудит функционирования Анализ отказов и их последствий (FMEA) Бенчмаркинг Планирование эксперимента |
| Высокий | Существует интегрированная СМК, учитывающая экологичность и экономичность предприятия СМК оказывает определяющее воздействие на стратегию предприятия Постоянный мониторинг всех подразделений и процессов, по результатам которого разрабатываются мероприятия по улучшению | Семь инструментов менеджмента: диаграмма сродства, диаграмма взаимосвязей, древовидная диаграмма, матричная диаграмма, матричный анализ данных, стрелочная диаграмма, карта процесса принятия решения Аудит функционирования Метод развертывания функции качества (QFD) |

димых изменений. Для наглядности и значимости аргументов следует применять стоимостную оценку ожидаемых последствий.

С позиций процессного подхода к управлению предприятием аудиторы должны изучать все виды деятельности предприятия, из которых складывается процесс, и выявлять лучшие практики. Алгоритм выявления лучших практик в ходе внутреннего аудита приведен на рис. 1.

Практика показывает, что заказчики все чаще цель аудита связывают с поиском возможностей для улучшения СМК. Наибольшие преимущества от выявления лучших практик получают предприятия, которые проводят внутренние аудиты на системной основе во всех подразделениях [5], что дает аудиторам возможность сопоставить близкие виды деятельности в различном контексте и идентифицировать лучшие практики.

Выявление и распространение лучших практик внутри предприятия является своего рода внутренним бенчмаркингом. Регулярные аудиты способствуют развитию корпоративной культуры.

Потенциальным преимуществом зрелого аудита качества является поддержка стратегии предприятия. На большинстве российских предприятий организационные структуры управления — линейно-функциональные, главный недостаток которых — трудно-

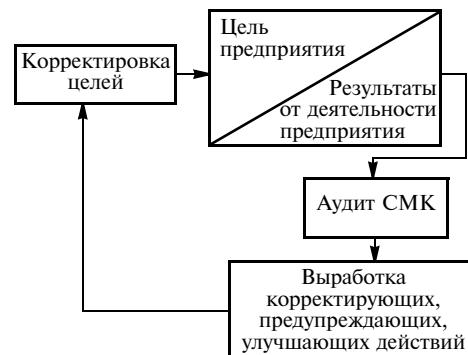


Рис. 2. Модель определения результативности СМК с учетом роли аудиторов качества

сти со стратегическим планированием и управлением предприятием [6]. Программа внутренних аудитов в сочетании со стратегическим планом и отложенной системой ключевых показателей функционирования должна способствовать достижению главных целей предприятия. При этом программа внутренних аудитов становится его стратегическим активом. Сопоставление намеченных целей, в том числе и в области качества, с результатами деятельности предприятия за определенный период времени позволяет выявить степень несовпадения, которая обратно пропорциональна результативности СМК. Чем меньше несовпадений, тем выше результативность СМК [2].

Для практического использования данной модели ее необходимо дополнить осознанием роли аудита качества, что позволит на практике получить необходимые данные, иллюстрирующие степень выполнения поставленных перед предприятием целей. Обновленная модель определения результативности СМК приведена на рис. 2.

Корректирующие, предупреждающие и улучшающие действия по итогам внутренних аудитов позволяют уменьшить несовпадения поставленных предприятием целей и результатов его деятельности, осуществить необходимую корректировку целей.

Успех предприятия обеспечивается эффективным управлением, постоянным улучшением его деятельности, внедрением инноваций. В условиях быстро меняющейся внешней среды, в соответствии с положениями ИСО 9004:2009, предприятие должно регулярно проводить мониторинг, измерение и анализ показателей функционирования, по результатам которых необходимо своевременно корректировать миссию, видение и политику предприятия. Аудит качества обеспечивает руководство предприятия необходимой для принятия решений информацией, выступая драйвером обновления СМК и предприятия в целом. Схема улучшения СМК по ИСО 9004:2009 приведена на рис. 3. В скобках указаны номера подразделов ИСО 9004:2009.

Диалектика применения стандарта ИСО 9004 российскими предприятиями имеет свои отличительные черты. Большинство предприятий при разработке и внедрении СМК основываются только на требованиях ИСО 9001, практически обращаясь к ИСО 9004, что и является одной из причин низких результативности и эффективности отечественных СМК.

Аудит качества можно с успехом использовать для выявления на предприятии потоков создания ценности, подлежащих улучшению. Управление потоками ценности — не просто один из инструментов менеджмента, а и проверенный практикой планирования и проведения улучшений, нацеленных на создание бережливого предприятия. Аудиторы, прошедшие специальную подготовку и имеющие опыт выявления возможностей улучшения, становятся лидерами по внедрению принципов бережливого производства.

ИСО 9001 ориентирует предприятие главным образом на выполнение аудитов соответствия. В процессе таких аудитов не оценивается способность правил и норм, соблюдение которых проверяется, обеспечивать достижение целей предприятия. Эффективный аудит не может концентрироваться только на верификации того, что все в СМК делается правильно. Практика показывает, что аудит соответствия имеет тенденцию ограничения жизненно важных для успеха предприятий инноваций. Любое предприятие, функционирующее много лет без изменений, не выдержит конкуренции. Поэтому аудит соответствия не отвечает требованиям большинства современных предприятий, стремящихся получить максимальные преимущества от СМК. Важно объединить аудиты СМК с анализом результатов функционирования предприятия, главным из которых является достижение баланса между заинтересованными сторонами. Эту задачу решает аудит функционирования, цель которого — критический анализ функционирования СМК и предприятия в целом. Аудит функционирования является более высокой ступенью аудита качества.

Управление предприятием, направленное на достижение устойчивого успеха, значительно превосходит требования ИСО 9001 и предполагает более широкое использование аудитов функционирования, которые исследуют три аспекта:

соответствие исследуемого процесса правилам и нормам;

результативность применения данных правил и норм;

пригодность правил для достижения целей предприятия.

Сравнение аудитов соответствия и функционирования приведено в табл. 2.

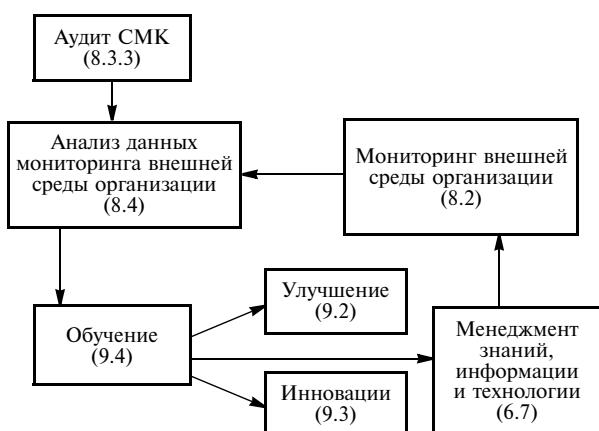


Рис. 3. Схема улучшения СМК

Таблица 2
Сравнение аудитов соответствия и функционирования

| Аудит соответствия | Аудит функционирования |
|------------------------------------|--|
| Требования установлены | Требования находятся под вопросом |
| Фокус на стабильности процессов | Фокус на результативность деятельности |
| Выполняется одной-тремя сторонами | Выполняется одной стороной |
| Методология проведения разработана | Методология проведения не разработана |

Аудиты функционирования имеют ярко выраженный диагностический характер и отличаются особым вниманием к процессам, обеспечивающим требуемые результаты. Переход от оценки соответствия к оценке удовлетворение требований заинтересованных сторон выявляет причины неудовлетворенности не только в производственной подсистеме предприятия, но и за ее пределами. Таким образом, для проведения аудитов функционирования необходим системный подход к деятельности предприятия. При этом аудиторы становятся членами команды высшего руководства и участниками решения проблем. На предприятии формируется понимание того, что их главная цель — удовлетворить требования потребителей, что поддерживает идею всеобъемлющего менеджмента качества (TQM). Происходит осознание того, что весь персонал предприятия должен вносить свой вклад в достижение поставленных целей. Таким образом, аудиты функционирования способствуют внедрению TQM в практику предприятий [7]. Деятельность по самооценке организаций, рекомендуемую стандартом ИСО 9004, можно развернуть по результатам диагностических аудитов функционирования.

Изложенные методологические подходы к аудитам качества применимы не только к СМК, но и к другим системам менеджмента (экологического, охраны здоровья и безопасности работников и т. д.).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- Рахлин К. М. ИСО 9000:2000. Сущность и содержание процессного подхода // Стандарты и качество. 2001. № 1. С. 45—47.
- Плетнева Н. П. Аудит качества: теория и методология. Саранск: Типография "Красный Октябрь". 2009. 228 с.
- Версан В. Г. ИСО 9000. Закономерности развития // Стандарты и качество. 2008. № 1. С. 56—59.
- Сажин Ю. В., Плетнева Н. П. Анализ результативности систем менеджмента качества в России // Вестник Самарского гос. экон. ун-та. 2008. № 1. С. 56—59.
- Бурмистров Н. В., Сажин Ю. В., Плетнева Н. П. Аудит качества на машиностроительном предприятии // Справочник. Инженерный журнал. 2010. № 5 (Приложение).
- Кравченко К. А. Организационное проектирование и управление развитием крупных компаний: методология и опыт проектирования систем управления. М.: Академический проект, 2007. 528 с.
- Плетнева Н. П. Внутренний аудит как инструмент диагностики систем менеджмента качества // Справочник. Инженерный журнал. 2009. № 11. С. 43—47.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621.795.2

И. В. РУБАН, Д. Н. КЛАВУЧ, канд. техн. наук, В. М. РУБАН, д-р. техн. наук, А. И. РУБАН
(МГОУ им. В. С. Черномырдина), e-mail: msf_msov@mail.ru

Полирование сверхгладких металлических зеркал

Предложен метод получения поверхности с шероховатостью менее 1,5 нм путем полирования, нанесения металлических покрытий и повторного полирования.

Ключевые слова: поверхность, шероховатость, полирование.

A method for obtaining a surface with a roughness less than 1,5 nm by polishing, metal plating, and re-polishing is proposed.

Keywords: surface, roughness, polishing.

Для изготовления металлических изделий с низким коэффициентом поглощения возникла необходимость в разработке метода полирования металлических подложек, обеспечивающего получение поверхности с шероховатостью менее 1,5 нм. Исследования состояли из трех этапов: изготовление и шлифование металлических подложек, полирование, оценка полученных поверхностей. Особое внимание уделялось механической обработке и шлифованию образцов, так как при обработке необходимо было обеспечить заданные размеры подложки и поверхность высокого качества.

Исследовали образцы подложек из материалов: бериллий—медь (Be—Cu), молибден (Mo), титан—цирконий—молибден (Ti—Zr—Mo). Плоские заготовки шлифовали на станке ШПД-1000 мелкозернистым алмазным шлифовальным кругом, так как при шлифовании кругами из окиси алюминия или карбида кремния имели место многочисленные разрушения в поверхностном слое. После шлифования образцы проверяли на наличие дефектов и измеряли их размеры. Затем полученную поверхность подвергали травлению для удаления поврежденного при обработке слоя и снижения напряжений (табл. 1). При этом обработанная поверхность сохраняла кристаллическую структуру.

Для того чтобы свести к минимуму поверхностные разрушения, применяли контролируемое шлифование. Зернистость абразива и глубину снятия материала (табл. 2) подбирали так, чтобы исключить образование наклепа, а разрушения в поверхностном слое были минимальными. После шлифования с помощью микроскопа образцы из Mo, Ti—Zr—Mo и Be—Cu проверяли на наличие точечных дефектов и царапин. Кроме того, проверяли зернистость структуры.

Подложки группировали по 7 шт. на тарировочной плите и полировали смолой средней твердости (для Mo и Ti—Zr—Mo использовали смолу № 3, для Be—Cu — смолу № 64) и водной суспензией окиси алюминия. Время полирования подложек и из Mo — 15 ч. В результате полирования были получены поверхности с параметром шероховатости: $R_a = 8 \div 10$ нм на подложках из Ti—Zr—Mo; $R_a = 7,7 \div 10,6$ нм из Mo; $R_a = 4,3 \div 6,8$ нм из Be—Cu.

В экспериментальных исследованиях использовали следующие способы полирования:

- 1) простое;
- 2) с погружением в полировочный раствор;
- 3) с погружением в полировочный раствор и нагружением притира;
- 4) с погружением в полировочный раствор и нагружением притира;
- 5) химико-механическое.

Режим простого полирования: частота вращения притира $30 \div 50$ мин⁻¹; нагрузка на притир 500 Н; для Mo и Ti—Zr—Mo использовали смолу № 73, для Be—Cu — смолу № 55, для Al₂O₃ — № 64.

Полирование с погружением отличается от простого полирования тем, что притир и подложку погружают в ванну с полировочным раствором, смешанным с дистиллированной водой, который непрерывно восполняется.

Таблица 1
Технология травления подложек из различных материалов

| Материал подложки | Состав раствора для травления (содержание, %) | Температура, °C | Толщина снимаемого материала, мкм | Время погружения, мин |
|-------------------|--|-----------------|-----------------------------------|-----------------------|
| Be—Cu | Уксусная кислота (50) HNO ₃ (30) HCl (10) Ортофосфорная кислота (10) | 70 | 8 | 15 |
| Mo; Ti—Zr—Mo | H ₂ SO ₄ (50) HNO ₃ (50) | 78 | 3 | 10 |

Таблица 2
Глубина снятия материала, мкм

| Наждачный порошок | Mo; Ti—Zr—Mo | Be—Cu |
|-------------------|--------------|-------|
| № 30 | 15 | — |
| № 20 | 12 | 12 |
| № 12 | 10 | 10 |
| № 5 | 5 | 5 |

При полировании с погружением в полировочный состав и нагружением притира поверхность смоляного притира пропитывается полировочным раствором, т. е. сначала выполняется полирование с погружением, затем полировочный раствор сливают, притир и подложку погружают в дистиллированную воду, далее полирование осуществляется порошком зернистостью 0,3 мкм. Скорость удаления материала очень низкая (60 нм/ч), но данная обработка обеспечивает получение супергладкой поверхности.

При химико-механическом полировании в полировочную суспензию добавляют химически активные вещества, которые применяются при травлении (табл. 3).

В табл. 4 представлены результаты полирования различными способами, анализ которых показал, что качество получаемых поверхностей незначительно зависит от способа полирования. Поэтому было принято решение использовать простое и химико-механическое полирование и дальнейшие исследования направить на изучение металлических покрытий, полученных напылением, которые позволят исключить крупнокристаллическую структуру, поры и включения.

Полированием получали поверхности с шероховатостью $Ra = 3 \div 5$ нм. Фазово-контрастная микроскопия показала наличие кристаллической структуры. Для уменьшения шероховатости на полированые подложки напылением наносили металлическое покрытие (пленку), затем образцы полировали.

Таблица 3
Составы притирочных растворов для химико-механического полирования (8,5 рН)

| Номер добавки | Состав химической добавки (содержание, %) | Соотношение воды и химической добавки в притирочном растворе |
|---------------|--|--|
| 1 | NaOH (5) K ₂ FCN ₆ (15) H ₂ O (80) | 10:1 |
| 2 | C ₂ H ₄ O ₂ (20) H ₂ O (80) | 100:1 |
| 3 4 5 | Спектролит Технический раствор Коллоидная суспензия | 1:1 |

Таблица 4
Результаты различных способов полирования

| Полирование | Материал подложки (номер добавки, см. табл. 3) | Глубина снятия материала, нм | Параметр шероховатости Ra , нм |
|---------------------|--|------------------------------|----------------------------------|
| Простое | Mo | 0,004 | 5,2 |
| | Ti—Zr—Mo | 0,012 | 5,9 |
| | Be—Cu | 0,008 | 3,0 |
| С погружением | Mo Ti—Zr—Mo | 0,024 0,030 | 7,9 8,0 |
| Химико-механическое | Mo (1) Ti—Zr—Mo (1, 3—5) Be—Cu (2) | 0,04 0,14 0,04 | 4,9 8,5 3,0 |

Таблица 5
Технологические показатели получения металлических покрытий путем напыления

| Материал подложки | Мощность напыления, Вт | Толщина покрытия, мкм | Смещение напыления на подложке, мкм | Шероховатость образца Ra , нм |
|-------------------|------------------------|-----------------------|-------------------------------------|---------------------------------|
| Mo | 350 | 3,1 | 75 | 2,1 |
| | 300 | 4,8 | 125 | 1,9 |
| | 300 | 1,5 | 75 | 1,9 |
| Ti—Zr—Mo | 250 | 1,2 | 75 | 1,4 |
| | 500 | 3,2 | 125 | 1,1 |
| | 500 | 1,8 | 75 | 2,1 |

Таблица 6
Технологические показатели получения молибденовых покрытий на подложках

| Номер образца | Мощность напыления, Вт | Смещение напыления на подложке, мкм | Толщина пленки, мкм | Ra , нм |
|---------------|------------------------|-------------------------------------|---------------------|-------------------|
| 1 2 | 350 | 75 | 3 | 4,5 3,6 |
| 1 2 3 | 500 | 50 | | 3,8 4,1 2,9 |
| 1 2 | 500 | 75 | | 3,6 3,5 |

Для напыления покрытий на подложки из Ti—Zr—Mo и Mo использовали молибденовую мишень с содержанием Mo 99,999 %. Для повышения адгезии напыление выполняли со смещением. Для получения пленок с разными характеристиками изменяли мощность напыления. Исследования показали, что напыление обеспечивает прочное покрытие, при последующем полировании которого можно получить поверхность с шероховатостью $Ra = 1,5$ нм (табл. 5).

На образцы из Mo наносили напыление. Затем их группировали и подвергали полированию. Время полирования образцов после напыления покрытия составило 10 ч. Исследовали влияние скорости напыления на качество покрытия независимо от режимов полирования. Результаты экспериментов приведены в табл. 6.

Данным методом были получены пластины из Mo, Ti—Zr—Mo и Be—Cu со сверхгладкими поверхностями. Затем образцы очищали и для увеличения отражательной способности на них наносили в сверхвысоком вакууме серебро или золото.

Таким образом, экспериментально разработан метод получения металлических поверхностей с шероховатостью $Ra = 1,5$ нм, который состоит из контролируемого шлифования, кислого травления, полирования до $Ra = 5$ нм, напыления металлической пленки толщиной 5 мкм, повторного полирования до $Ra = 1,2 \div 1,5$ нм. При напылении пленки толщиной 5 мкм форма подложки изменяется на 1 мкм в виде выпуклости. На начальных этапах тонкого полирования установлено снижение шероховатости при увеличении продолжительности полирования.

Расчет и проектирование крюковых подвесок полиспастов с рациональными параметрами

Разработаны основы создания рациональных конструкций крюковых подвесок полиспастов для грузоподъемных кранов с учетом их параметров.

Ключевые слова: полиспаст, крюковая подвеска, башенный кран, блоки полиспаста.

The fundamentals of creation of rational designs of hook hangers of pulley-blocks for the load-lifting cranes subject to their parameters have been elaborated.

Keywords: pulley-block, hook hanger, tower crane, pulley blocks.

Автомобильные, мостовые и башенные грузоподъемные краны широко применяются на различных производствах для механизации межоперационных технологических процессов. Их неотъемлемым механизмом являются полиспасты, обеспечивающие кинематическую связь рабочего органа — грузового крюка, с приводом. В большинстве случаев грузовой крюк, имеющий упор в виде гайки на его шейке, опирается на упорный подшипник качения на траверсе крюковой подвески, что при необходимости, обеспечивает поворот крюка вокруг своей оси с минимальным сопротивлением. На осях крюковых подвесок устанавливаются подвижные блоки; расстояния между нисходящей и восходящей ветвями полиспастов определяются расчетными диаметрами блоков, которые охватываются гибкими органами — канатами или цепями (рис. 1, а).

Мостовыми и козловыми кранами грузы перемещаются в вертикальной и горизонтальной плоскостях, а их разворот в подвешенном положении выполняется обычно вручную при установке груза на транспортные или иные средства. При повороте грузовой стрелы автомобильных и башенных кранов груз, перемещаясь плоскопараллельно по окружности, практически сохраняет свое первоначальное положение вследствие значительного осевого момента инерции груза при весьма незначительном сопротивлении повороту грузового крюка в подшипниковой опоре крюковой подвески. Несмотря на незначительность, это сопротивление в виде крутящего момента, действующего на ветви полиспаста, приводит к их развороту в сторону, противоположную повороту грузовой стрелы крана. Последнее может привести к перехлестыванию ветвей полиспаста и снижению работоспособности крана. Вероятность перехлестывания возрастает с увеличением высоты H подъема груза и уменьшением расстояния b между ветвями полиспаста. Чтобы избежать этого, на башенных кранах с большой высотой H подъема груза расстояние b между восходящей и нисходящей ветвями полиспаста увеличи-

вают путем установки дополнительного (второго) блока на крюковой подвеске, располагая его в той же плоскости, что и первый блок (рис. 1, б).

Рекомендации по обоснованию основного параметра крюковой подвески полиспаста — расстояния между его ветвями, не были найдены в основных изданиях по грузоподъемным машинам [1, 2]. Поэтому целью данной работы стало рассмотрение механизма работы крюковых подвесок полиспастов, установленных на грузовых поворотных стрелах кранов, при их значительных перемещениях по вертикали и разработка рекомендаций по созданию крюковых подвесок рациональных конструкций. При решении поставленной задачи были приняты следующие допущения: 1) поднимаемый груз обладает значительным моментом инерции и при развороте грузовой стрелы крана, перемещаясь плоскопараллельно в пространстве по дуге окружности, сохраняет свое первоначальное положение; 2) силой тяжести крюковой подвески пренебрегаем вследствие ее незначительности по сравнению с силой Q тяжести рабочего груза.

В начальный период при включении привода на поворот грузовой стрелы вследствие сопротивления грузового крюка провороту в опоре крюковой подвески в виде крутящего момента

$$M_K = 0,5 Q d_{\Pi} f \quad (1)$$

происходит разворот ветвей полиспаста на угол γ относительно вертикали, что соответствует углу поворота грузовой стрелы на угол до 2α при неподвижном сопряжении грузового крюка с крюковой подвеской (рис. 2, вид А). В уравнении (1): Q — сила тяжести груза, поднимаемого на крюке; d_{Π} —

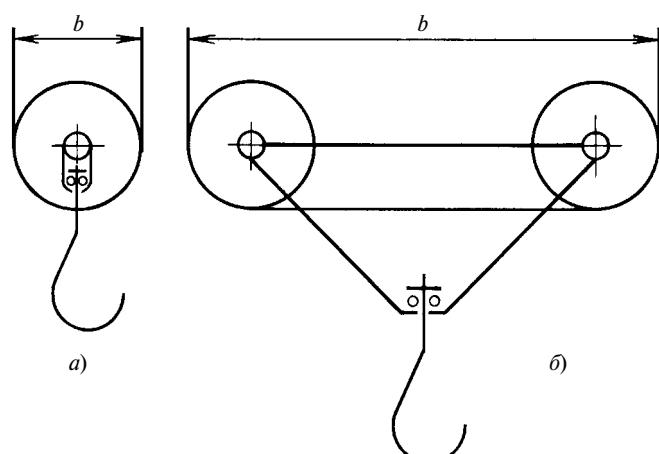


Рис. 1. Схемы крюковых подвесок полиспастов:
а — мостовых кранов; б — башенных кранов с поворотной стрелой

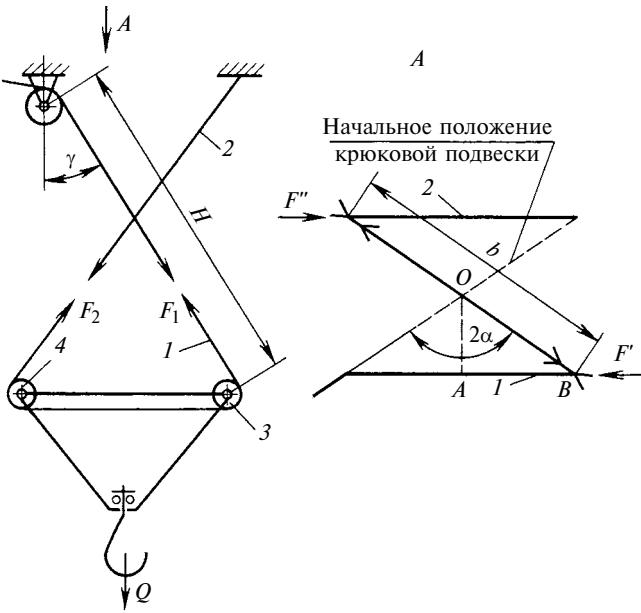


Рис. 2. Расчетная схема полиспаста с развернутым положением его ветвей

средний диаметр упорного подшипника, по которому перекатываются тела качения; f — коэффициент трения сопротивления перекатыванию тел качения.

При дальнейшем повороте грузовой стрелы крана, когда момент от составляющих сил в наклонных ветвях полиспаста достигнет момента сопротивления вращению грузового крюка в опоре подвески, крюк начинает поворачиваться в опоре при сохранении угла γ — отклонения ветвей полиспаста от вертикали. На рис. 2 приведена схема крюковой подвески в развернутом положении при параллельном расположении в пространстве ветвей 1 и 2 полиспаста. При этом принято, что расстояние между ветвями полиспаста в местах их контакта с расчетными диаметрами подвижных блоков 3 и 4 равно b .

Согласно плану сил (рис. 3), действующих на подвеску, горизонтальные составляющие F' и F'' сил F_1 и F_2 в наклонных ветвях 1 и 2 полиспаста составляют:

$$F' = F'' = F = 0,5Q\tan\gamma.$$

Максимальный крутящий момент $M_{k.p.}$, действующий на подвеску в момент начала поворота грузового крюка в подшипнике,

$$M_k = M_{k.p.} = Fb \cos\alpha = 0,5Qb \tan\gamma \cos\alpha. \quad (2)$$

Из треугольника OAB имеем:

$$OA/AB = \cot\alpha. \quad (3)$$

Подставив в уравнение (3) отрезки $OA = 0,5b \cos\alpha$ и $AB = 0,5H \sin\gamma$ и преобразовав его, получим:

$$b = H \sin\gamma / \sin\alpha. \quad (4)$$

Уравнение (4) неразрешимо в связи с неизвестностью углов α и γ .

С целью последовательного исключения неизвестных параметров решим совместно уравнения (1), (2) и (4). Получим:

$$d_{\Pi} f \tan\alpha / H = \tan\gamma \sin\gamma. \quad (5)$$

Затем определим работу A_K , затрачиваемую при повороте подвески на угол 2α , до момента проворачивания крюка в опоре:

$$A_K = Q \pi d_{\Pi} f \alpha / 360 \quad (6)$$

и работу A_{Π} на подъем груза в связи с изменением вертикального положения ветвей полиспаста на наклонное:

$$A_{\Pi} = QH(1 - \cos\gamma). \quad (7)$$

Приравняв уравнения (6) и (7), получим: $\pi d_{\Pi} f \alpha / 360 = H(1 - \cos\gamma)$, откуда

$$\alpha = 360H(1 - \cos\gamma) / (\pi d_{\Pi} f) = C_1(1 - \cos\gamma), \quad (8)$$

где $C_1 = 360H / (\pi d_{\Pi} f)$ — константа.

Заменив в уравнении (5) α зависимостью (8), получим:

$$\frac{d_{\Pi} f}{H} \tan \frac{360H(1 - \cos\gamma)}{\pi d_{\Pi} f} = \tan\gamma \sin\gamma. \quad (9)$$

Угол γ по уравнению (9) определим графоаналитическим методом, для чего представим его в виде двух функций:

$$Y_{\alpha} = \frac{d_{\Pi} f}{H} \tan \frac{360H(1 - \cos\gamma)}{\pi d_{\Pi} f}; \quad (10)$$

$$Y_{\gamma} = \tan\gamma \sin\gamma. \quad (11)$$

Анализ показал, что функции Y_{α} и Y_{γ} при $\gamma = 0$ равны нулю и являются соответственно убывающей и возрастающей функциями. Поэтому они равны между собой при некоторой общей величине γ . При графическом построении зависимостей (10) и (11) точка пересечения кривых определяет

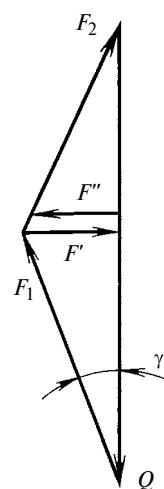


Рис. 3. План сил, действующих на крюковую подвеску полиспаста

величину угла γ , подставив которую в преобразованную зависимость (5), определим

$$\alpha = \operatorname{arctg} \left(\frac{H \operatorname{tg} \gamma \sin \gamma}{d_{\pi} f} \right) = \operatorname{arctg} (C_2 \operatorname{tg} \gamma \sin \gamma), \quad (12)$$

где $C_2 = H / (\pi d_{\pi} f)$ — константа.

Зная углы α и γ и высоту H подъема подвески, находим минимальное расстояние b между ветвями полиспаста по зависимости (4).

Приведем пример расчета для крана КБ-403А с параметрами $H = 41$ м, $b = 1$ м, $d_{\pi} = 77,5$ мм (подшипник 8212). По справочнику [2, с. 237] коэффициент f трения сопротивления перекатыванию шариков, приведенный к среднему диаметру d_{π} составляет $0,0065 \div 0,01$.

На рис. 4 представлены зависимости функций Y_α и Y_γ при $f = 0,01$, точка пересечения которых соответствует углу $\gamma = 0,05^\circ$. По зависимости (8) определяем: $\alpha = 360 \cdot 41000(1 - \cos 0,05) / (3,14 \cdot 77,5 \times 0,01) = 2,3^\circ$. По зависимости (4) находим: $b = 41000 \cdot \sin 0,05^\circ / \sin 2,3^\circ = 891,5$ мм.

Как видим, полученное расчетом расстояние между ветвями полиспаста близко, но несколько меньше расстояния в конструкции полиспаста крана КБ-403А. Расчетную величину b следует рассматривать как минимальную, при которой ветви полиспаста не перехлестываются при повороте стрелы крана и крюковой подвески, находящейся в самом нижнем положении.

Угол γ отклонения ветвей полиспаста от вертикали можно рассчитать без графического построения путем последовательных подстановок его величин в зависимости (11) и (12), при равенстве которых определяется также и угол α .

На рис. 5 представлена зависимость параметра b от высоты H подъема для крюковой подвески с

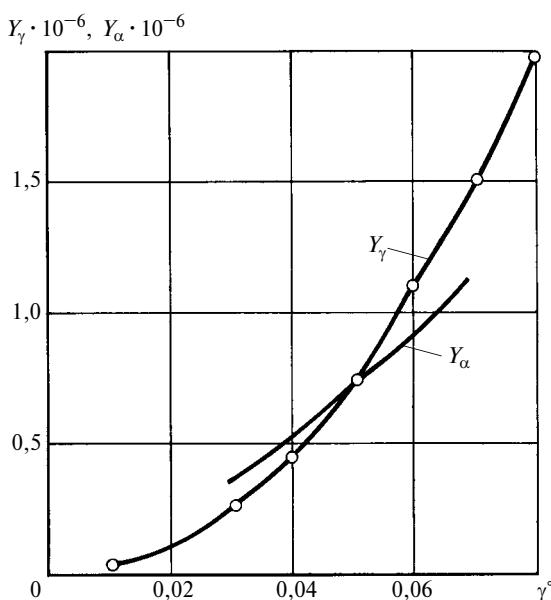


Рис. 4. Зависимости функций Y_α и Y_γ от угла γ

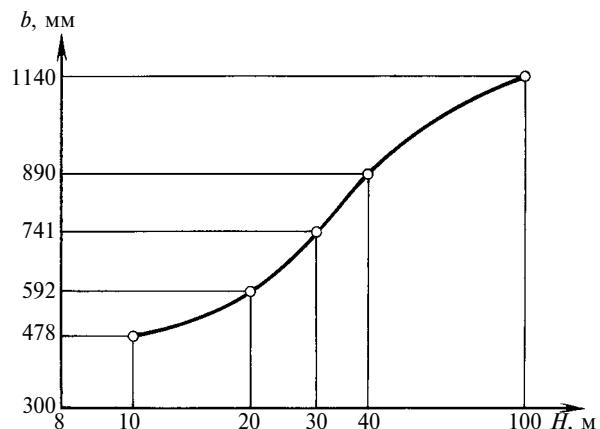


Рис. 5. Зависимость расстояния b полиспаста от высоты H подъема

упорным подшипником 8212 ($d_{\pi} = 77,5$ мм) и коэффициентом $f = 0,01$. Ее анализ показал, что с увеличением H расстояние b , необходимое для обеспечения неперехлестывания ветвей полиспаста, также увеличивается. Этого достигают установкой на крюковой подвеске второго блока, что приводит как минимум к увеличению общего числа перегибов гибкого органа более чем на 25 %, а следовательно, к снижению долговечности одного из основных и дорогостоящих элементов привода механизма подъема крана. Долговечность гибких органов полиспастов башенных кранов можно повысить, если уменьшить число перегибов гибкого органа, установив на крюковой подвеске только один блок. В этом случае для исключения перехлестывания ветвей полиспаста включать механизм поворота грузовой стрелы крана следует при расстояниях b , несколько меньших диаметра блока на крюковой подвеске и соответствующего ему расстояния от крюковой подвески до грузовой стрелы крана.

Например, на автомобильном кране КС-3575 при $H = 16$ м на крюковой подвеске установлен один блок с расчетным диаметром 600 мм и упорным подшипником 8212 на крюке. Следовательно, расстояние между ветвями полиспаста при этом $b = 600$ мм.

Рассчитанное по приведенным выше зависимостям минимальное расстояние $b = 571$ мм, на кране КБ-403А оно на 5 % больше, что создает дополнительный запас для предотвращения перехлестывания ветвей полиспаста.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Грузоподъемные машины // М. П. Александров, Л. Н. Колобов, Н. А. Лобов и др. М.: Машиностроение, 1988. 400 с.
2. Справочник по кранам. Т. 2 / М. П. Александров, М. М. Гохберг, А. А. Ковин и др. Л.: Машиностроение, 1988. 559 с.
3. Кран автомобильный 10 т на шасси ЗИЛ-133ГЯ с гидравлическим приводом. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. Львов: Облполиграфиздат, 1987. 108 с.