



ВЕСТНИК Машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

8
2020

Главный редактор А.С. БОГОЛЮБОВ

**Заместитель главного редактора
Е.А. БОГОЛЮБОВА**

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Албагачиев А.Ю., д-р техн. наук, **Алешин Н.П.**, д-р техн. наук, акад. РАН, **Братухин А.Г.**, д-р техн. наук, **Воронцов А.Л.**, д-р техн. наук, **Гусейнов А.Г.**, д-р техн. наук, **Дмитриев А.М.**, д-р техн. наук, член-корр. РАН (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г.**, д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Древаль А.Е.**, д-р техн. наук (председатель секции технологии машиностроения), **Кутин А.А.**, д-р техн. наук, **Омельченко И.Н.**, д-р техн. и экон. наук (председатель секции организации и экономики производства), **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, **Трегубов Г.П.**, д-р техн. наук, **Сычев А.П.**, канд. физ.-мат. наук, **Скугаревская Н.В.** (ответственный секретарь)

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:

107076, Москва, Колодезный пер., д. 2а, стр. 2
Телефон: 8-(495) 269-51-98

Адрес редакции:

**107076, Москва,
Колодезный пер., д. 2а, стр. 2
Телефон: 8-(495) 661-38-80.
E-mail: vestmash@mashin.ru; vestmash@mail.ru
www.mashin.ru**

Журнал зарегистрирован 27 марта 2020 г. за ПИ № ФС 77-78172 в Федеральной службе по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций (РОСКОМНАДЗОР)
Учредитель: Е.А. Боголюбова

Индекс: **27841** ("Пресса России")

Цена свободная

Отпечатано в ООО "Канцлер",
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.
Сайт: **www.aov.ru**

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

- Афонин С. М.** — Структурно-параметрическая модель электроупругого актюатора для наномеханики 3
- Бисерикан М. И., Петроченко С. В., Аверков К. В., Рауба А. А.** — Экспериментальные исследования влияния технологической наследственности на повреждаемость колес повышенной твердости 12
- Царапкин Р. А., Иванов В. Н., Бирюков В. И.** — Графический метод оценки запасов устойчивости к акустическим колебаниям в камерах ракетных двигателей по шумам горения 15
- Григорьев В. А., Терентьев В. И.** — Определение перекосов ведомых звеньев многозвенных механизмов технологических машин 22
- Русановский С. А., Худяков М. П.** — Проектирование технологических комплексов. Часть 2. Применение методики для нестационарных технологических комплексов 26
- Яманин А. И.** — Вибродинамические параметры двигателей с альтернативными рабочими процессами 30
- Короткин В. И., Колосова Е. М., Онишков Н. П.** — Оценка нагрузочной способности химико-термически упрочненных зубчатых передач с локальным контактом зубьев 34

- Afonin S. M.** — Structural-parametric model of an electroelastic actuator for nanomechanics 3
- Biserikan M. I., Petrochenko S. V., Averkov K. V., Rauba A. A.** — Experimental studies of the influence of technological heredity on the damage to wheels of high hardness 12
- Tsarapkin R. A., Ivanov V. N., Biryukov V. I.** — Graphic method for assessing the margins of resistance to acoustic vibrations in the chambers of rocket engines by combustion noise 15
- Grigor'ev V. A., Terent'ev V. I.** — Determination of distortions of the driven links of multilink mechanisms of technological machines 22
- Rusanovskiy S. A., Khudyakov M. P.** — Design of technological complexes. Part 2. Methodology for non-stationary technological complexes usage 26
- Yamanin A. I.** — Vibrodynamic parameters of engines with alternative operating processes 30
- Korotkin V. I., Kolosova E. M., Onishkov N. P.** — Assessment of the load capacity of chemically-thermally hardened gears with local tooth contact 34

Трибология — трение, изнашивание и смазка

Tribology — friction, wearing away and lubrication

- Ширзадов Ф. М., Садыхов А. И.** — Исследование триботехнических свойств чугуна EN-GJV-400, модифицированного методом TIG в магнитном поле высокой частоты 37

- Shirzadov F. M., Sadykhov A. I.** — Research of the tribotechnical properties of EN-GJV-400 cast iron modified by the TIG method in a high-frequency magnetic field 37

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

MANUFACTURING ENGINEERING

- Зотов А. А., Волков А. Н., Бойков А. А.** — Проектирование и изготовление по технологии 3D-печати трехслойной сферической оболочки с дискретным наполнителем 41
- Жарков В. А.** — Гибка листов и профилей на четырехвалковой машине для корпусов ракет, трубных и каркасных изделий. Часть 4 45
- Димов Ю. В., Подашев Д. Б.** — Температура резания при обработке эластичными абразивными кругами 55
- Кабалдин Ю. Г., Хлыбов А. А., Аносов М. С., Шатагин Д. А.** — Исследование хладостойкости металлов индентированием с регистрацией сигнала акустической эмиссии 61
- Феофанов А. Н., Овчинников В. В., Губин А. М.** — Влияние подачи инструмента на механические свойства стыковых соединений при сварке трением с перемешиванием алюминиевых сплавов 65
- Тюлин А. Е., Чурсин А. А.** — Основы технологии построения интеллектуальной системы управления созданием уникальной продукции 71

- Zotov A. A., Volkov A. N., Boykov A. A.** — Design and manufacture of 3D technology for printing a three-layer spherical shell with discrete filler 41
- Zharkov V. A.** — Bending of sheets and profiles on a four-roll machine for rocket bodies, tube and frame products. Part 4 45
- Dimov Yu. V., Podashev D. B.** — Cutting temperature when processing with elastic abrasive wheels 55
- Kabaldin Yu. G., Khlybov A. A., Anosov M. S., Shatagin D. A.** — Research of the cold resistance of metals by indentation with registration of an acoustic emission signal 61
- Feofanov A. N., Ovchinnikov V. V., Gubin A. M.** — Effect of tool feed on mechanical properties of butt joints during friction welding with mixing of aluminum alloys 65
- Tyulin A. E., Chursin A. A.** — Fundamentals of the technology for constructing an intellectual system for managing the creation of unique products 71

Теория и практика резания материалов

Problems of theory and practice of materials cutting

- Шеров К. Т., Айнабекова С. С., Тусупова С. О., Сагитов А. А., Иманбаев Е. Б.** — Исследование термофрикционной отрезки с импульсным охлаждением методом конечных элементов 75

- Sherov K. T., Aynabekova S. S., Tusupova S. O., Sagitov A. A., Imanbaev E. B.** — Finite element method research of thermofriction cutting-off with pulsed cooling 75

Обработка материалов без снятия стружки

Chipless processing of materials

- Кравченко Г. Н., Кравченко К. Г.** — Повышение усталостной прочности деталей из высокопрочной стали многократной обработкой дробью 79

- Kravchenko G. N., Kravchenko K. G.** — Increasing the fatigue strength of high-strength steel parts by repeated treatment with shot peening 79

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

ECONOMY AND ORGANIZATION OF PRODUCTION

- Глушченко В. В.** — Проектирование систем технического сервиса изделий машиностроения 82

- Glushchenko V. V.** — Design of technical service systems for mechanical engineering products 82

Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Е. В. Комиссарова*

Сдано в набор 28.05.2020. Подписано в печать 18.07.2020.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК [534.232:621.312].001.573

DOI: 10.36652/0042-4633-2020-8-3-11

С. М. АФОНИН, канд. техн. наук (НИУ МИЭТ), e-mail: eduems@mail.ru

Структурно-параметрическая модель электроупругого актюатора для наномеханики

Построены структурно-параметрические модели, структурные схемы и определены передаточные функции электроупругих актюаторов для наномеханики. Получены передаточные функции пьезоактюатора при обобщенном пьезоэффекте. Определены изменения упругой податливости и жесткости пьезоактюатора с учетом вида управления.

Ключевые слова: электроупругий актюатор, пьезоактюатор, структурно-параметрическая модель, передаточная функция, параметрическая структурная схема.

Structural-parametric models, structural schemes are constructed and the transfer functions of electro-elastic actuators for nanomechanics are determined. The transfer functions of the piezoelectric actuator with the generalized piezoelectric effect are obtained. The changes in the elastic compliance and rigidity of the piezoactuator are determined taking into account the type of control.

Keywords: electro-elastic actuator, piezo actuator, structural-parametric model, transfer function, parametric structural scheme.

Применение электроупругих актюаторов с использованием пьезоэлектрических и электрострикционных эффектов перспективно для устройств наномеханики в нанотехнологии, нанобиологии, энергетике, микроэлектронике и астрономии. Пьезоактюатор является пьезомеханическим устройством, предназначенным для приведения в действие механизмов и систем или управления ими на основе пьезоэффекта и для преобразования электрических сигналов в механические параметры — перемещение и силу. Нанометрическая точность оборудования наномеханики обеспечивается прецизионными мехатронными системами с электроупругими актюаторами. В наномеханике используются клеточные структуры на основе пьезоактюаторов. Пьезоактюаторы для устройств наномеханики применяются в фотонике, адаптивной оптике и нанотехнологии при юстировке зеркал лазерных кольцевых гироскопов, передаче информации и

энергии в лазерных системах, совмещении и сканировании в электронных, зондовых, атомно-силовых микроскопах [1—12].

Структурно-параметрическая модель электроупругого актюатора устройств наномеханики представляет собой систему уравнений для преобразований Лапласа перемещения его торцов, которая с учетом электромеханических параметров актюатора описывает его структуру и преобразование энергии электрического поля в механическую энергию и соответствующие преобразования Лапласа перемещений и сил на торцах актюатора.

В данной работе задача получения структурно-параметрической модели электроупругого актюатора для наномеханики решается методами математической физики с учетом решения волнового уравнения при различных граничных условиях. С помощью преобразования Лапласа задача для волнового уравнения с частными производными гиперболического типа сводится к задаче для линейного обыкновенного дифференциального уравнения. Передаточные функции актюатора наноперемещений определяются из структурно-параметрической модели актюатора в отличие от выражений, рассчитанных из электрических эквивалентных схем пьезопреобразователей, пьезоизлучателей, пьезоприемников, пьезовибраторов [2, 8] с выходными параметрами скорость и давление.

В настоящей работе учитывается влияние прямого пьезоэффекта на действующее на обкладках актюатора напряжение, определяется изменение упругой податливости из-за прямого пьезоэффекта, находится структурно-параметрическая модель электроупругого актюатора с обратными связями для устройств наномеханики. В работе рассмотрены следующие варианты построения структурно-параметрических моделей и структурных схем электроупругого актюатора для наномеханики: с учетом обратного пьезоэффекта и постоянных упругой податливости и жесткости актюатора; с учетом обратного, прямого пьезоэффектов и переменных упругой податливости и жесткости актюатора;

с учетом обратного и прямого пьезоэффектов и переменных упругой податливости и жесткости актюатора, а также влияния прямого пьезоэффекта на напряжение, действующее на обкладках актюатора. Из-за реакции пьезоактюатора с учетом прямого пьезоэффекта в зависимости от вида управления по напряжению или току изменяются упругая податливость и жесткость пьезоактюатора, являющиеся наряду с пьезомодулем основными параметрами пьезоактюатора. При большой скорости перемещения торца пьезоактюатора учитываем влияние этой скорости из-за прямого пьезоэффекта на силу тока через пьезоактюатор и на напряжение на его обкладках. Для расчетов и практического использования пьезоактюатора для наномеханики решаем волновое уравнение при различных граничных условиях и находим структурно-параметрическую модель актюатора и его передаточные функции в различных частотных диапазонах работы.

Полученные в настоящей работе структурно-параметрическая модель и параметрическая структурная схема с обратными связями для пьезоактюатора в наномеханике наглядно отображают преобразование им электрической энергии в механическую энергию и взаимную зависимость электромеханических параметров пьезоактюатора.

Структурно-параметрическая модель, структурная схема и передаточные функции электроупругого актюатора. Рассмотрим деформацию электроупругого актюатора, которая соответствует его напряженному состоянию. Если в пьезоактюаторе создать напряженность E электрического поля, то в нем возникнут деформация S и механическое напряжение T . Соответственно, если в пьезоактюаторе создать механическое напряжение T , то возникнут электрическая индукция D и электрический заряд на обкладках пьезоактюатора.

Уравнения электроупругости актюатора для наномеханики в общем виде для обратного и прямого пьезоэффекта [6–8] имеют вид:

$$S_i = d_{mi}E_m + s_{ij}^E T_j;$$

$$D_m = d_{mi}T_i + \varepsilon_{mk}^T E_k,$$

где $i, j = 1, 2, \dots, 6, m, k = 1, 2, 3$ — индексы; S_i — относительное смещение сечения актюатора по оси i ; d_{mi} — пьезомодуль при обобщенном пьезоэффекте; $E_m = U(t)/\delta$ — напряженность электрического поля по оси m , $U(t)$ — напряжение на обкладках актюатора, t — время, δ — толщина актюатора; s_{ij}^E — упругая податливость при $E = \text{const}$; T_j — механическое напряжение по оси j ; D_m — электрическая индукция по оси m ; ε_{mk}^T — диэлектрическая проницаемость при $T = \text{const}$.

Уравнение сил, действующих на грань электроупругого актюатора, имеет вид:

$$TS_0 = F + M \frac{d^2 \xi(x, t)}{dt^2},$$

где S_0 — площадь актюатора; F — внешняя сила, приложенная к актюатору; M — перемещаемая масса.

При расчете электроупругого актюатора используется волновое уравнение, описывающее распространение волны в длинной линии с затуханием без искажений [6–8, 12]. С помощью преобразования Лапласа исходная задача для волнового уравнения с частными производными гиперболического типа сводится к более простой задаче для линейного обыкновенного дифференциального уравнения с параметром p , где p — оператор Лапласа [9–12].

Применим к волновому уравнению преобразование Лапласа, полагая начальные условия нулевыми, получим линейное обыкновенное дифференциальное уравнение второго порядка в виде:

$$\frac{d^2 \Xi(x, p)}{dx^2} - \gamma^2 \Xi(x, p) = 0,$$

решением которого будет функция

$$\Xi(x, p) = Ce^{-x\gamma} + Be^{x\gamma}. \quad (1)$$

Здесь $\Xi(x, p)$ — преобразование Лапласа смещения сечения электроупругого актюатора; $\gamma = p/c^E + \alpha$ — коэффициент распространения, где c^E — скорость звука в актюаторе при $E = \text{const}$; α — коэффициент затухания, учитывающий затухание колебаний вследствие рассеяния энергии из-за тепловых потерь при распространении волны.

Для составления структурно-параметрической модели пьезоактюатора с управлением по напряжению решим совместно линейное обыкновенное дифференциальное уравнение второго порядка, уравнение обратного пьезоэффекта и уравнения сил на его гранях.

Коэффициенты C и B для решения линейного обыкновенного дифференциального уравнения (1) определим исходя из условий:

$$\Xi(0, p) = \Xi_1(p) \text{ при } x = 0;$$

$$\Xi(l, p) = \Xi_2(p) \text{ при } x = l.$$

Получим:

$$C = (\Xi_1 e^{l\gamma} - \Xi_2) / [2\text{sh}(l\gamma)];$$

$$B = (\Xi_2 - \Xi_1 e^{-l\gamma}) / [2\text{sh}(l\gamma)].$$

Решение линейного обыкновенного дифференциального уравнения примет вид:

$$\Xi(x, p) = \{\Xi_1(p)\text{sh}[(l-x)\gamma] + \Xi_2(p)\text{sh}(x\gamma)\} / \text{sh}(l\gamma).$$

Уравнения для сил, действующих на гранях электроупругого актюатора, имеют вид:

$$T_j(0, p)S_0 = F_1(p) + M_1p^2\Xi_1(p) \text{ при } x = 0;$$

$$T_j(l, p)S_0 = -F_2(p) - M_2p^2\Xi_2(p) \text{ при } x = l.$$

Получаем систему уравнений для механических напряжений электроупругого актюатора при $x = 0$ и $x = l$:

$$\begin{cases} T_j(0, p) = \frac{1}{s_{ij}^E} \frac{d\Xi(x, p)}{dx} \Big|_{x=0} - \frac{d_{mi}}{s_{ij}^E} E_m(p); \\ T_j(l, p) = \frac{1}{s_{ij}^E} \frac{d\Xi(x, p)}{dx} \Big|_{x=l} - \frac{d_{mi}}{s_{ij}^E} E_m(p). \end{cases} \quad (2)$$

Из системы уравнений (2) найдем следующую систему уравнений для структурно-параметрической модели электроупругого актюатора для наномеханики при обобщенном пьезоэффекте с управлением по напряжению и параметрической структурной схемы (рис. 1):

$$\begin{cases} \Xi_1(p) = [1/(M_1p^2)]\{-F_1(p) + (1/\chi_{ij}^E) \times \\ \times [d_{mi}E_m(p) - [\gamma/\text{sh}(l\gamma)][\text{ch}(l\gamma)\Xi_1(p) - \Xi_2(p)]]\}; \\ \Xi_2(p) = [1/(M_2p^2)]\{-F_2(p) + (1/\chi_{ij}^E) \times \\ \times [d_{mi}E_m(p) - [\gamma/\text{sh}(l\gamma)][\text{ch}(l\gamma)\Xi_2(p) - \Xi_1(p)]]\}, \end{cases} \quad (3)$$

где $\chi_{ij}^E = s_{ij}^E/S_0$.

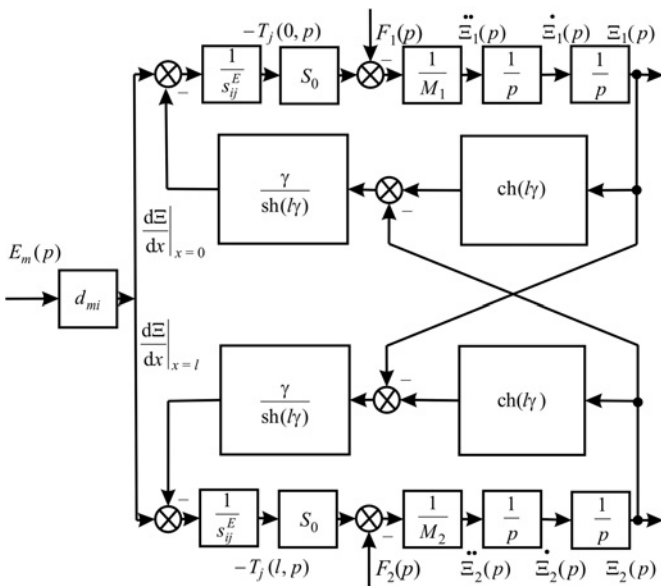


Рис. 1. Параметрическая структурная схема электроупругого актюатора с управлением по напряжению при нулевом сопротивлении источника

В результате преобразований получаем систему уравнений структурно-параметрической модели электроупругого актюатора для наномеханики при обобщенном пьезоэффекте с управлением по напряжению:

$$\begin{cases} \Xi_1(p) = [1/(M_1p^2)]\{-F_1(p) + (1/\chi_{ij}^E) \times \\ \times [d_{mi}E_m(p) - \gamma\Xi_1(p)/\text{th}(l\gamma) + \gamma\Xi_2(p)/\text{sh}(l\gamma)]\}; \\ \Xi_2(p) = [1/(M_2p^2)]\{-F_2(p) + (1/\chi_{ij}^E) \times \\ \times [d_{mi}E_m(p) - \gamma\Xi_2(p)/\text{th}(l\gamma) + \gamma\Xi_1(p)/\text{sh}(l\gamma)]\}. \end{cases} \quad (4)$$

Система уравнений (3) для структурно-параметрической модели электроупругого актюатора при обобщенном пьезоэффекте с управлением по напряжению преобразуется к виду:

$$\begin{cases} \Xi_1(p) = [1/(M_1p^2)]\{-F_1(p) + C_{ij}^E l \times \\ \times [d_{mi}E_m(p) - [\gamma/\text{sh}(l\gamma)][\text{ch}(l\gamma)\Xi_1(p) - \Xi_2(p)]]\}; \\ \Xi_2(p) = [1/(M_2p^2)]\{-F_2(p) + C_{ij}^E l \times \\ \times [d_{mi}E_m(p) - [\gamma/\text{sh}(l\gamma)][\text{ch}(l\gamma)\Xi_2(p) - \Xi_1(p)]]\}, \end{cases}$$

где $C_{ij}^E = S_0/(s_{ij}^E l) = 1/(\chi_{ij}^E l)$ — жесткость актюатора при обобщенном пьезоэффекте с управлением по напряжению.

Структурно-параметрическая модель электроупругого актюатора при обобщенном пьезоэффекте для наномеханики позволяет получить его передаточные функции. Совместное решение уравнений (3) для перемещений двух граней электроупругого актюатора при обобщенном пьезоэффекте с управлением по напряжению дает:

$$\begin{cases} \Xi_1(p) = W_{11}(p)E_m(p) + W_{12}(p)F_1(p) + \\ + W_{13}(p)F_2(p); \\ \Xi_2(p) = W_{21}(p)E_m(p) + W_{22}(p)F_1(p) + \\ + W_{23}(p)F_2(p). \end{cases} \quad (5)$$

В системе уравнений (5) обобщенные передаточные функции имеют вид:

$$\begin{aligned} W_{11}(p) &= \Xi_1(p)/E_m(p) = \\ &= d_{mi}[M_2\chi_{ij}^E p^2 + \gamma\text{th}(l\gamma/2)]/A_{ij}; \\ W_{21}(p) &= \Xi_2(p)/E_m(p) = \\ &= d_{mi}[M_1\chi_{ij}^E p^2 + \gamma\text{th}(l\gamma/2)]/A_{ij}; \\ W_{12}(p) &= \Xi_1(p)/F_1(p) = \\ &= -\chi_{ij}^E [M_2\chi_{ij}^E p^2 + \gamma/\text{th}(l\gamma)]/A_{ij}; \end{aligned}$$

$$W_{13}(p) = \Xi_1(p)/F_2(p) = W_{22}(p) = \Xi_2(p)/F_1(p) = [\chi_{ij}^E \gamma / \text{sh}(h\gamma)] / A_{ij};$$

$$W_{23}(p) = \Xi_2(p)/F_2(p) = -\chi_{ij}^E [M_1 \chi_{ij}^E p^2 + \gamma / \text{th}(h\gamma)] / A_{ij},$$

где:

$$\chi_{ij}^E = s_{ij}^E / S_0;$$

$$A_{ij} = M_1 M_2 (\chi_{ij}^E)^2 p^4 + \{(M_1 + M_2) \chi_{ij}^E / [c^E \text{th}(h\gamma)]\} p^3 + \{(M_1 + M_2) \chi_{ij}^E \alpha / \text{th}(h\gamma) + 1 / (c^E)^2\} p^2 + 2\alpha p / c^E + \alpha^2.$$

Из системы уравнений (5) получаем матричное уравнение

$$\begin{pmatrix} \Xi_1(p) \\ \Xi_2(p) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} W_{11}(p) & W_{12}(p) & W_{13}(p) \\ W_{21}(p) & W_{22}(p) & W_{23}(p) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} E_m(p) \\ F_1(p) \\ F_2(p) \end{pmatrix}.$$

Рассмотрим влияние реакции электроупругого актюатора из-за создания актюатором противоэлектродвижущей силы за счет прямого обобщенного пьезоэффекта при статической деформации актюатора.

Максимальные усилие F_{\max} и механическое напряжение $T_{j\max}$, которые развивает пьезоактюатор при обобщенном пьезоэффекте при питании от источника напряжения, составляют:

$$F_{\max} = U \frac{1}{\delta} d_{mi} \frac{S_0}{s_{ij}^E};$$

$$\frac{F_{\max}}{S_0} s_{ij}^E = E_m d_{mi};$$

$$T_{j\max} s_{ij}^E = E_m d_{mi}.$$

Следовательно,

$$T_{j\max} = E_m d_{mi} / s_{ij}^E;$$

$$F_{\max} = E_m d_{mi} S_0 / s_{ij}^E.$$

Для преобразования и упрощения выражений для максимального механического напряжения и упругой податливости пьезоактюатора используем выражение коэффициента электромеханической связи [8, 10–12] в виде:

$$k_{mi} = d_{mi} / \sqrt{\varepsilon_{mk}^T s_{ij}^E}.$$

Тогда для пьезоактюатора из пьезокерамики марок ЦТС или PZT получаем выражения коэффициента электромеханической связи соответственно

для поперечного, продольного и сдвигового пьезоэффекта в виде:

$$k_{31} = d_{31} / \sqrt{\varepsilon_{33}^T s_{11}^E};$$

$$k_{33} = d_{33} / \sqrt{\varepsilon_{33}^T s_{33}^E};$$

$$k_{15} = d_{15} / \sqrt{\varepsilon_{11}^T s_{55}^E}.$$

Оценим максимальное усилие F_{\max} и максимальное механическое напряжение $T_{j\max}$, которые развивает пьезоактюатор при обобщенном пьезоэффекте с учетом прямого пьезоэффекта при питании от источника тока. В этот случае имеем:

$$\left. \begin{aligned} F_{\max} &= U \frac{1}{\delta} d_{mi} \frac{S_0}{s_{ij}^E} + F_{\max} \frac{1}{S_0} d_{mi} S_p \frac{1}{\varepsilon_{mk}^T S_p / \delta} \frac{1}{\delta} d_{mi} \frac{S_0}{s_{ij}^E}; \\ \frac{F_{\max}}{S_0} s_{ij}^E \left(1 - \frac{d_{mi}^2}{\varepsilon_{mk}^T s_{ij}^E} \right) &= E_m d_{mi}; \\ k_{mi}^2 &= \frac{d_{mi}^2}{\varepsilon_{mk}^T s_{ij}^E}; \\ T_{j\max} (1 - k_{mi}^2) s_{ij}^E &= E_m d_{mi}. \end{aligned} \right\} (6)$$

Следовательно, получаем уравнение, в котором:

$$\left. \begin{aligned} T_{j\max} s_{ij}^D &= E_m d_{mi}; \\ s_{ij}^D &= (1 - k_{mi}^2) s_{ij}^E = k_s s_{ij}^E; \\ k_s &= 1 - k_{mi}^2 = s_{ij}^D / s_{ij}^E, \quad k_s > 0, \end{aligned} \right\} (7)$$

где k_s — коэффициент изменения упругой податливости.

Из выражений (6) и (7) максимальные усилие F_{\max} пьезоактюатора и механическое напряжение $T_{j\max}$ получаем в виде:

$$F_{\max} = E_m d_{mi} S_0 / (s_{ij}^E k_s) = E_m d_{mi} S_0 / s_{ij}^D;$$

$$T_{j\max} = E_m d_{mi} / s_{ij}^D.$$

Упругие податливости s_{ij} пьезоактюаторов $s_{ij}^E > s_{ij} > s_{ij}^D$, причем $s_{ij}^E / s_{ij}^D \leq 1, 2$. Соответственно имеем: $C_{ij}^E = S_0 / (s_{ij}^E l)$ — жесткость пьезоактюатора с управлением по напряжению; $C_{ij}^D = S_0 / (s_{ij}^D l)$ — жесткость пьезоактюатора с управлением по току,

причем $C_{ij}^E < C_{ij} < C_{ij}^D$, где $C_{ij} = S_0/(s_{ij}l)$ — жесткость пьезоактюатора [10]. При разомкнутых электродах жесткость пьезоактюатора возрастает по сравнению с его жесткостью при замкнутых электродах. Увеличение сопротивления источника питания и согласующих цепей приводит к уменьшению упругой податливости и увеличению жесткости пьезоактюатора.

При управлении пьезоактюатора при обобщенном пьезоэффекте от источника питания с конечным сопротивлением источника с учетом прямого пьезоэффекта получаем максимальное усилие пьезоактюатора

$$F_{\max} = U \frac{1}{\delta} d_{mi} \frac{S_0}{s_{ij}} + F_{\max} \frac{1}{S_0} d_{mi} S_p \frac{1}{\varepsilon_{mk} S_p / \delta} k_u \frac{1}{\delta} d_{mi} \frac{S_0}{s_{ij}},$$

откуда

$$\frac{F_{\max}}{S_0} s_{ij} \left(1 - \frac{d_{mi}^2 k_u}{\varepsilon_{mk} s_{ij}} \right) = E_m d_{mi}$$

$$T_{j\max} = (1 - k_{mi}^2 k_u) s_{ij}^E = E_m d_{mi}, \quad 0 \leq k_u \leq 1,$$

где k_u — коэффициент управления от электрического источника питания.

При управлении пьезоактюатора от источника тока имеем $k_u|_{R \rightarrow \infty} = 1$, при управлении пьезоактюатора от источника напряжения получаем $k_u|_{R \rightarrow 0} = 0$.

Упругая податливость имеет вид:

$$s_{ij} = (1 - k_{mi}^2 k_u) s_{ij}^E = k_s s_{ij}^E;$$

$$k_s = 1 - k_{mi}^2 k_u, \quad k_s > 0;$$

$$(1 - k_{mi}^2)|_{R \rightarrow \infty} \leq k_s \leq 1|_{R \rightarrow 0},$$

$$k_s|_{R \rightarrow \infty} = 1 - k_{mi}^2, \quad k_s|_{R \rightarrow 0} = 1,$$

где k_s — коэффициент изменения упругой податливости.

Соответственно при управлении пьезоактюатора при обобщенном пьезоэффекте от источника питания с конечным сопротивлением источника получаем выражения для обратных связей по усилию в структурно-параметрической модели пьезоактюатора (рис. 2) в виде:

$$U_{F\alpha}(p) = \frac{k_u(l/\delta) d_{mi}}{C_0} F_{\alpha}(p), \quad \alpha = 1, 2,$$

причем при управлении по току от источника с бесконечно большим сопротивлением имеем $k_u|_{R \rightarrow \infty} = 1$.

После преобразований получаем структурно-параметрическую модель электроупругого актюатора при управлении по току и передаточные функции актюатора. При управлении по току получаем систему уравнений для механических напряжений в электроупругом актюаторе при $x = 0$ и $x = l$

$$\begin{cases} T_j(0, p) = \frac{1}{s_{ij}} \frac{d\Xi(x, p)}{dx} \Big|_{x=0} - \frac{g_{mi}}{s_{ij}} D_m(p); \\ T_j(l, p) = \frac{1}{s_{ij}} \frac{d\Xi(x, p)}{dx} \Big|_{x=l} - \frac{g_{mi}}{s_{ij}} D_m(p) \end{cases}$$

и систему уравнений для структурно-параметрической модели электроупругого актюатора при обобщенном пьезоэффекте с управлением по току:

$$\begin{cases} \Xi_1(p) = [1/(M_1 p^2)] \{-F_1(p) + (1/\chi_{ij}^D) \times \\ \times [g_{mi} D_m(p) - [\gamma/\text{sh}(\gamma l)] [\text{ch}(\gamma l) \Xi_1(p) - \Xi_2(p)]]\}; \\ \Xi_2(p) = [1/(M_2 p^2)] \{-F_2(p) + (1/\chi_{ij}^D) \times \\ \times [g_{mi} D_m(p) - [\gamma/\text{sh}(\gamma l)] [\text{ch}(\gamma l) \Xi_2(p) - \Xi_1(p)]]\}, \end{cases} \quad (8)$$

где $\chi_{ij}^D = s_{ij}^D/S_0$.

Из системы уравнений (8) при обобщенном пьезоэффекте с управлением по току получаем систему уравнений

$$\begin{cases} \Xi_1(p) = W_{11}(p) D_m(p) + W_{12}(p) F_1(p) + \\ + W_{13}(p) F_2(p); \\ \Xi_2(p) = W_{21}(p) D_m(p) + W_{22}(p) F_1(p) + \\ + W_{23}(p) F_2(p). \end{cases}$$

в которой передаточные функции имеют вид:

$$W_{11}(p) = \Xi_1(p)/D_m(p) = g_{mi} [M_2 \chi_{ij}^D p^2 + \gamma \text{th}(\gamma l/2)] / A_{ij};$$

$$W_{21}(p) = \Xi_2(p)/D_m(p) = g_{mi} [M_1 \chi_{ij}^D p^2 + \gamma \text{th}(\gamma l/2)] / A_{ij};$$

$$W_{12}(p) = \Xi_1(p)/F_1(p) = -\chi_{ij}^D [M_2 \chi_{ij}^D p^2 + \gamma/\text{th}(\gamma l)] / A_{ij};$$

$$W_{13}(p) = \Xi_1(p)/F_2(p) = W_{22}(p) = \Xi_2(p)/F_1(p) = \\ = [\chi_{ij}^D \gamma/\text{sh}(\gamma l)] / A_{ij};$$

$$W_{23}(p) = \Xi_2(p)/F_2(p) = -\chi_{ij}^D [M_1 \chi_{ij}^D p^2 + \gamma/\text{th}(\gamma l)] / A_{ij};$$

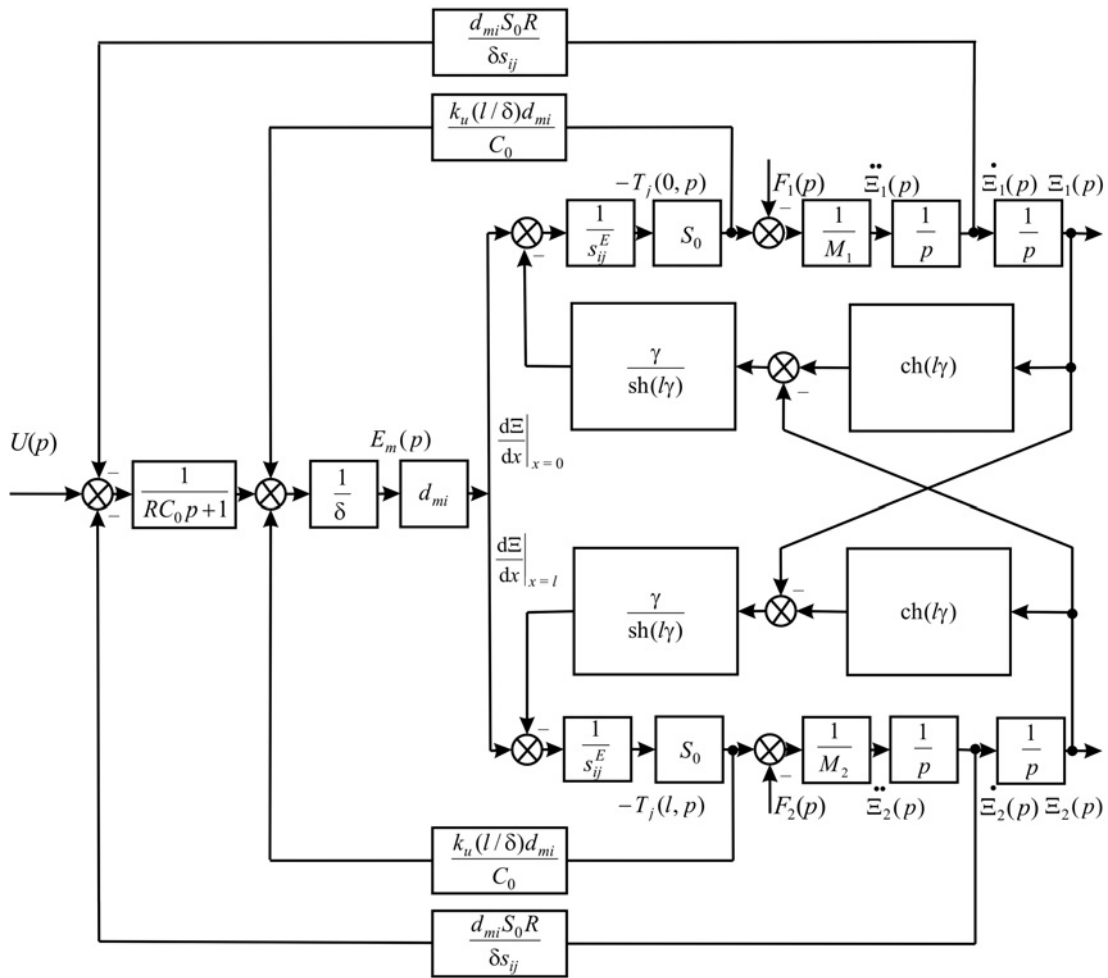


Рис. 2. Параметрическая структурная схема электроупругого актюатора с управлением по напряжению при конечном сопротивлении источника

где:

$$\chi_{ij}^D = s_{ij}^D / S_0;$$

$$A_{ij} = M_1 M_2 (\chi_{ij}^D)^2 p^4 + \{(M_1 + M_2) \chi_{ij}^D / [c^D \text{th}(l\gamma)]\} p^3 + [(M_1 + M_2) \chi_{ij}^D \alpha / \text{th}(l\gamma) + 1 / (c^D)^2] p^2 + 2\alpha p / c^D + \alpha^2.$$

Соответственно с учетом параметра $\Psi = E, D$ управления электроупругого актюатора для наномеханики получаем передаточные функции в общем виде:

$$W_{11}(p) = \Xi_1(p) / E_1(p) = d_{mi} [M_2 \chi_{ij}^\Psi p^2 + \gamma \text{th}(l\gamma/2)] / A_{ij};$$

$$W_{21}(p) = \Xi_2(p) / E_m(p) = d_{mi} [M_1 \chi_{ij}^\Psi p^2 + \gamma \text{th}(l\gamma/2)] / A_{ij};$$

$$W_{12}(p) = \Xi_1(p) / F_1(p) = -\chi_{ij}^\Psi [M_2 \chi_{ij}^\Psi p^2 + \gamma / \text{th}(l\gamma)] / A_{ij};$$

$$W_{13}(p) = \Xi_1(p) / F_2(p) = W_{22}(p) = \Xi_2(p) / F_1(p) = [\chi_{ij}^\Psi \gamma / \text{sh}(l\gamma)] / A_{ij};$$

$$W_{23}(p) = \Xi_2(p) / F_2(p) = -\chi_{ij}^\Psi [M_1 \chi_{ij}^\Psi p^2 + \gamma / \text{th}(l\gamma)] / A_{ij},$$

где:

$$\chi_{ij}^\Psi = s_{ij}^\Psi / S_0;$$

$$A_{ij} = M_1 M_2 (\chi_{ij}^\Psi)^2 p^4 + \{(M_1 + M_2) \chi_{ij}^\Psi / [c^\Psi \text{th}(l\gamma)]\} p^3 + [(M_1 + M_2) \chi_{ij}^\Psi \alpha / \text{th}(l\gamma) + 1 / (c^\Psi)^2] p^2 + 2\alpha p / c^\Psi + \alpha^2.$$

Следовательно, система уравнений для структурно-параметрической модели электроупругого актюатора при обобщенном пьезоэффекте (см. рис. 1) имеет следующий вид:

$$\begin{cases} \Xi_1(p) = [1 / (M_1 p^2)] \{-F_1(p) + (1 / \chi_{ij}^\Psi) \times \\ \times [d_{mi} \Psi_m(p) - [\gamma / \text{sh}(l\gamma)] [\text{ch}(l\gamma) \Xi_1(p) - \Xi_2(p)]]\}; \\ \Xi_2(p) = [1 / (M_2 p^2)] \{-F_2(p) + (1 / \chi_{ij}^\Psi) \times \\ \times [d_{mi} \Psi_m(p) - [\gamma / \text{sh}(l\gamma)] [\text{ch}(l\gamma) \Xi_2(p) - \Xi_1(p)]]\}, \end{cases} \quad (9)$$

где $\chi_{ij}^\Psi = s_{ij}^\Psi / S_0$.

Для учета влияния скорости электроупругого актюатора при обобщенном пьезоэффекте за счет возникновения противоэлектродвижущей силы из-за прямого пьезоэффекта структурно-параметрическую модель и параметрическую структурную схему электроупругого актюатора дополняем обратными связями

$$U_{\dot{\Xi}_\alpha}(p) = \frac{d_{mi}S_0R}{\delta s_{ij}} \dot{\Xi}_\alpha(p), \quad \alpha = 1, 2.$$

Из выражений (9) получаем передаточные функции электроупругого актюатора для наномеханики, закрепленного одним торцом, в диапазоне частот $0 < \omega < 0,01c^\Psi/l$ при $M_2/m \gg 1$, инерционной нагрузке и управлению по напряжению или току в виде:

$$W_{21}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{E_m(p)} = \frac{d_{mi}l}{(T_{ij}^\Psi)^2 p^2 + 2T_{ij}^\Psi \xi_{ij}^\Psi p + 1};$$

$$W_{23}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{F_2(p)} = -\frac{1/C_{ij}^\Psi}{(T_{ij}^\Psi)^2 p^2 + 2T_{ij}^\Psi \xi_{ij}^\Psi p + 1};$$

$$W_{21}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{U(p)} = \frac{d_{mi}(l/\delta)}{(T_{ij}^\Psi)^2 p^2 + 2T_{ij}^\Psi \xi_{ij}^\Psi p + 1};$$

$$T_{ij}^\Psi = \sqrt{M_2 s_{ij}^\Psi l / S_0} = \sqrt{M_2 / C_{ij}^\Psi}; \quad C_{ij}^\Psi = S_0 / (s_{ij}^\Psi l);$$

$$\xi_{ij}^\Psi = \alpha \delta \sqrt{m / M_2} / 3,$$

где $T_{ij}^\Psi = T_{ij}^E, T_{ij}^D, \xi_{ij}^\Psi = \xi_{ij}^E, \xi_{ij}^D, C_{ij}^\Psi = C_{ij}^E, C_{ij}^D, s_{ij}^\Psi = s_{ij}^E, s_{ij}^D$ — соответственно постоянная времени, коэффициент затухания, жесткость и упругая податливость электроупругого актюатора при параметре управления $\Psi = E, D$ (E — напряженность электрического поля, D — электрическая индукция).

Соответственно при управлении электроупругого актюатора при обобщенном пьезоэффекте от источника питания с конечным сопротивлением для учета изменения упругой податливости и жесткости электроупругого актюатора получаем выражение для обратной связи по усилию в виде:

$$U_F(p) = \frac{k_u(l/\delta)d_{mi}}{C_0} F_2(p),$$

причем при управлении актюатора по току от источника тока с бесконечно большим сопротивлением имеем $k_{u|R \rightarrow \infty} = 1$, а при управлении актюатора по напряжению от источника напряжения при нулевом сопротивлении источника получаем $k_{u|R \rightarrow 0} = 0$.

Для учета противоэлектродвижущей силы из-за прямого пьезоэффекта структурно-параметрическую модель и параметрическую структурную схему электроупругого актюатора при обобщенном пьезоэффекте от источника питания с конечным сопротивлением источника дополняем обратной связью

$$U_{\dot{\Xi}}(p) = \frac{d_{mi}S_0R}{\delta s_{ij}} \dot{\Xi}_2(p).$$

Рассмотрим параметрические структурные схемы с распределенными и с сосредоточенными параметрами электроупругого актюатора, закрепленного одним торцом, при упругоинерционной нагрузке, с управлением по напряжению при конечном сопротивлении источника. Из выражений (4) и (5) для электроупругого актюатора с одним жестко закрепленным торцом при упругоинерционной нагрузке, при $M_1 \rightarrow \infty$ получаем его параметрическую структурную схему с распределенными параметрами (рис. 3).

После замены гиперболического котангенса двумя членами степенного ряда и использования в схеме (см. рис. 3) коэффициента k_d прямого электроупругого эффекта и коэффициента k_r обратного электроупругого эффекта, где $k_d = k_r = \frac{d_{mi}S_0}{\delta s_{ij}}$, полу-

чаем параметрическую структурную схему с сосредоточенными параметрами электроупругого актюатора с одним жестко закрепленным торцом при упругоинерционной нагрузке при $M_1 \rightarrow \infty$ (рис. 4).

После структурных преобразований схемы (см. рис. 4) имеем параметрическую структурную схему с сосредоточенными параметрами электроупругого актюатора, закрепленного одним торцом при упругоинерционной нагрузке (рис. 5).

Соответственно находим с учетом структурной схемы с сосредоточенными параметрами для электроупругого актюатора его передаточную функцию в виде:

$$W(p) = \frac{\Xi_2(p)}{U(p)} = \frac{k_r}{\left[\frac{RC_0 M_2 p^3 + (M_2 + RC_0 k_v) p^2 + (k_v + RC_0 C_{ij} + RC_0 C_e + Rk_r k_d) p + C_{ij} + C_e}{k_r} \right]},$$

где $\Xi_2(p), U(p)$ — преобразования Лапласа перемещения торца и напряжения на обкладках пьезоактюатора; C_{ij} — жесткость электроупругого актюатора, причем $C_{ij}^E < C_{ij} < C_{ij}^D$; k_v — коэффициент демпфирования электроупругого актюатора.

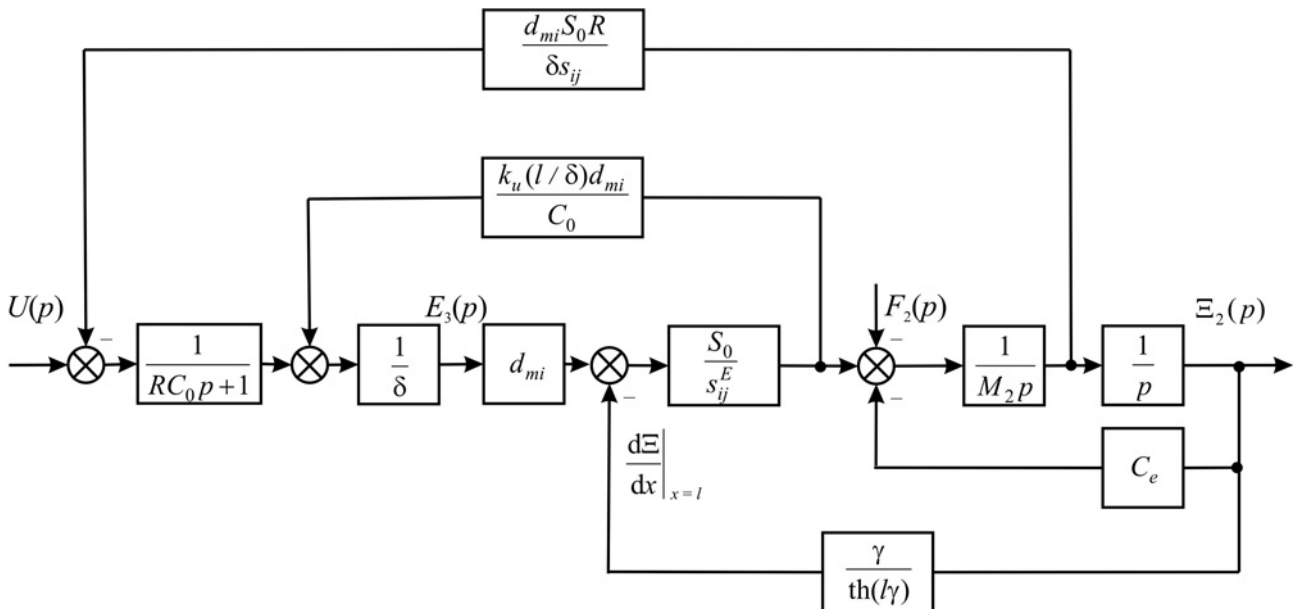


Рис. 3. Параметрическая структурная схема с распределенными параметрами электроупругого актюатора, закрепленного одним торцом, при упругоинерционной нагрузке, с управлением по напряжению при конечном сопротивлении источника

При $Rk_r k_d \ll k_v$ или $Rk_r^2 \ll k_v$ имеем выражение:

$$W(p) = \frac{\Xi_2(p)}{U(p)} = \frac{k_r}{(RC_0 p + 1)(M_2 p^2 + k_v p + C_{ij} + C_e)}$$

При $R = 0$ определяем выражение для передаточной функции электроупругого актюатора:

$$W(p) = \frac{\Xi_2(p)}{U(p)} = \frac{k_r}{M_2 p^2 + k_v p + C_{ij} + C_e} = \frac{k_r / (C_{ij}^E + C_e)}{((M_2 / (C_{ij}^E + C_e)) p^2 + (k_v / (C_{ij}^E + C_e)) p + 1)}$$

после преобразования которого получаем передаточную функцию электроупругого актюатора в виде:

$$W(p) = \frac{\Xi_2(p)}{U(p)} = \frac{d_{mi}(l/\delta)}{(1 + C_e/C_{ij}^E)(T_t^2 p^2 + 2T_t \xi_t p + 1)}$$

где:

$$T_t = \sqrt{M_2 / (C_{ij}^E + C_e)}$$

$$\xi_t = k_v / (2(C_{ij}^E + C_e) \sqrt{M_2 (C_{ij}^E + C_e)})$$

$$C_{ij} = S_0 / (s_{ij}^E l) = 1 / (\chi_{ij}^E l)$$

Для передаточной функции пьезоактюатора при поперечном пьезоэффекте и управлении по напряжению при $R = 0$ находим выражение:

$$W(p) = \frac{\Xi_2(p)}{U(p)} = \frac{d_{31} h / \delta}{(1 + C_e / C_{11}^E)(T_t^2 p^2 + 2T_t \xi_t p + 1)} \quad (10)$$

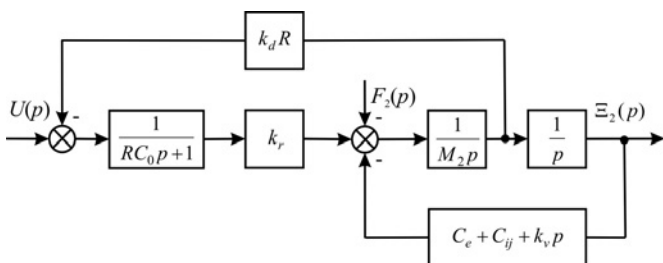


Рис. 4. Параметрическая структурная схема с сосредоточенными параметрами электроупругого актюатора, закрепленного одним торцом, при упругоинерционной нагрузке, с управлением по напряжению при конечном сопротивлении источника

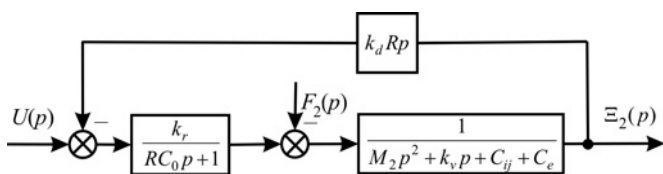


Рис. 5. Преобразованная параметрическая структурная схема с сосредоточенными параметрами электроупругого актюатора, закрепленного одним торцом, при упругоинерционной нагрузке, с управлением по напряжению при конечном сопротивлении источника

где:

$$T_t = \sqrt{M_2 / (C_{11}^E + C_e)};$$

$$\xi_t = \alpha h^2 C_{11}^E / (3c^E \sqrt{M(C_{11}^E + C_e)});$$

$$C_{11}^E = S_0 / (s_{11}^E h) = 1 / (\chi_{11}^E h).$$

В выражении (10) δ и h — толщина и высота пьезоактюатора; T_t , ξ_t — постоянная времени и коэффициент затухания пьезоактюатора.

Из формулы (10), используя обратное преобразование Лапласа, определяем выражение переходной характеристики пьезоактюатора при поперечном пьезоэффекте и управлении по напряжению в виде:

$$\xi(t) = \xi_m \left(1 - \frac{e^{-\frac{\xi_t t}{T_t}} \sin(\omega_t t + \varphi_t)}{\sqrt{1 - \xi_t^2}} \right).$$

Здесь:

$$\xi_m = \frac{d_{31}(l/\delta)U_m}{1 + C_e/C_{11}^E}; \quad \omega_t = \sqrt{1 - \xi_t^2} / T_t;$$

$$\varphi_t = \arctg(\sqrt{1 - \xi_t^2} / \xi_t),$$

где ξ_m — установившееся значение перемещения, U_m — амплитуда напряжения.

Для пьезоактюатора из пьезокерамики ЦТС при поперечном пьезоэффекте и управлении по напряжению с одним жестко закрепленным торцом при упругоинерционной нагрузке для $M_1 \rightarrow \infty$, $m \ll M_2$ и ступенчатом входном напряжении амплитудой $U_m = 50$ В при $d_{31} = 2 \cdot 10^{-10}$ м/В, $h/\delta = 20$, $M_2 = 4$ кг, $C_{11}^E = 2 \cdot 10^7$ Н/м, $C_e = 0,5 \cdot 10^7$ Н/м получаем $\xi_m = 160$ нм, $T_t = 0,4 \cdot 10^{-3}$ с.

Заключение

В работе определены структурно-параметрические модель и параметрическая структурная схема электроупругого актюатора для наномеханики при обобщенном пьезоэффекте с учетом противоэлектродвижущей силы из-за прямого пьезоэффекта. Получены структурно-параметрические модели электроупругих актюаторов для наномеханики при поперечном, продольном, сдвиговом и обобщенном пьезоэффектах, управлении по напряжению или току. В зависимости от вида управления актюатора по напряжению или току показано изменение его структурно-параметрической модели и параметри-

ческой структурной схемы. Структурно-параметрическая модель и параметрические структурные схемы с обратными связями для электроупругих актюаторов для наномеханики наглядно отображают преобразование электрической энергии в механическую энергию актюатора.

Определены максимальные усилия и механические напряжения, которые развивает пьезоактюатор для наномеханики при поперечном, продольном, сдвиговом и обобщенном пьезоэффектах, и найдены упругие податливости и жесткости пьезоактюатора в зависимости от вида управления по напряжению или току.

Получены передаточные функции пьезоактюаторов для наномеханики при поперечном, продольном, сдвиговом и обобщенном пьезоэффектах и управлении по напряжению или току.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Schultz J., Ueda J., Asada H.** Cellular Actuators. Oxford: Butterworth-Heinemann Publisher: Oxford, 2017. 382 p.
2. **Cady W. G.** Piezoelectricity: An introduction to the theory and applications of electromechanical phenomena in crystals. New York, London: McGraw-Hill Book Company, 1946. 806 p.
3. **Afonin S. M.** Structural-parametric model and transfer functions of electroelastic actuator for nano- and microdisplacement // Chapter 9 in the book. Editor: I. A. Parinov. Piezoelectrics and Nanomaterials: Fundamentals, Developments and Applications. New York: Nova Science Publisher, 2015. P. 225—242.
4. **Никольский А. А.** Точные двухканальные следящие электроприводы с пьезокомпенсаторами. М.: Энергоатомиздат, 1988. 160 с.
5. **Панич А. Е.** Пьезокерамические актюаторы. Ростов н/Д: Южный федеральный университет, 2008. 159 с.
6. **Афонин С. М.** Структурно-параметрическая модель пьезопреобразователя наноперемещений // Доклады РАН. 2008. Т. 419. № 1. С. 47—53.
7. **Афонин С. М.** Структурно-параметрическая модель пьезодвигателя наноперемещений // Вестник машиностроения. 2001. № 5. С. 29—33.
8. **Физическая акустика.** Т. 1. Ч. А. Методы и приборы ультразвуковых исследований / Под ред. У. Мэзона. М.: Мир, 1966. 592 с.
9. **Полянин А. Д.** Справочник по линейным уравнениям математической физики. М.: Физматлит, 2001. 576 с.
10. **Афонин С. М.** Особенности диаграмм сжатия и упругих податливостей пьезодвигателей наноперемещений // Вестник машиностроения. 2003. № 9. С. 16—18.
11. **Афонин С. М.** Многомерная структурно-параметрическая модель многослойного электромагнитоупругого актюатора нано- и микроперемещений // Вестник машиностроения. 2014. № 2. С. 8—19.
12. **Afonin S. M.** A structural-parametric model of electroelastic actuator for nano- and microdisplacement of mechatronic system // Chapter 8 in the book. Editors: Z. Bartul, J. Trenor. Advances in Nanotechnology. V. 19. New York: Nova Science Publisher, 2017. P. 259—284.

М. И. БИСЕРИКАН, С. В. ПЕТРОЧЕНКО, К. В. АВЕРКОВ, кандидаты технических наук, А. А. РАУБА, д-р техн. наук (ОмГУПС, г. Омск), e-mail: radenxg@mail.ru

Экспериментальные исследования влияния технологической наследственности на повреждаемость колес повышенной твердости

Рассмотрено влияние технологической наследственности на взаимодействие колеса и рельса. Оценено состояние поверхности образцов на наличие контактно-усталостных дефектов. Установлена связь между максимальной высотой волнистости на поверхности ролика и скоростью повреждения его поверхности. Построены зависимость числа циклов нагружения роликов от высоты волнистости и распределение пробега колес повышенной твердости между отточками, согласующееся с экспериментальными данными.

Ключевые слова: колесо, рельсы, контактно-усталостные процессы, технологическая наследственность, износ, усталостный дефект, колесо повышенной твердости.

The influence of technological heredity on the interaction of the wheel and rail is considered. The state of the surface of the samples for the presence of contact-fatigue defects is estimated. A relationship is established between the maximum height of waviness on the surface of the roller and the rate of damage to its surface. The dependence of the number of loading cycles of the rollers on the height of the waviness and the distribution of the run of the wheels of increased hardness between the turnings are constructed, which is consistent with experimental data.

Keywords: wheel, rails, contact-fatigue processes, technological heredity, wear, fatigue defect, wheel of increased hardness.

В существующем технологическом процессе, используемом при восстановлении вагонного колеса, не оценивается влияние технологической наследственности. Перенос существующих свойств поверхностного слоя, содержащего различные эксплуатационные дефекты, на восстановленное колесо ухудшает качество ремонта и эксплуатационные характеристики.

Движение колеса грузового вагона по рельсу характеризуется значительными динамическими нагрузками, изменяющимися в широких пределах. В связи с этим возрастают механические напряжения в ободе колеса, что вызывает ускорение процесса накопления усталостных повреждений и скорости абразивного изнашивания трущихся поверхностей. Для уменьшения данного эффекта был изменен химический

состав стали, применяемой для производства колес грузовых вагонов, в результате чего увеличилось ее временное сопротивление до $\sigma_B = 1020 \div 1180$ МПа и твердость до $HV = 3200 \div 3600$ МПа при сохранении значения ударной вязкости $KCU = 16$ Дж/см². Это привело к уменьшению числа отцепок грузовых вагонов на неплановые ремонты из-за износа (прокат поверхности катания снизился на 30÷35 %, подрез гребня на — 45÷54 %). Однако было отмечено увеличение числа отцепок по термомеханическим повреждениям — ползунам на поверхности катания, и усталостным повреждениям — выщербинам [1]. Колесные пары с подобными дефектами изымаются из эксплуатации и подвергаются восстановлению профиля поверхности катания с помощью лезвийной обработки на специализирован-

ном оборудовании. В результате точения слой металла толщиной до 10÷15 мм превращается в стружку, а восстановленная поверхность подвержена технологической наследственности. К данному явлению не предъявляются особые требования, регламентирована только наибольшая разница диаметров колеса, измеренных в трех положениях. Таким образом, на поверхности катания восстановленного колеса находятся участки — концентраторы механических напряжений. Исследованиями [2] установлено значительное увеличение возникающих напряжений: при некоторых условиях — в 1,8—2 раза. Материал колеса работает в условиях всестороннего сжатия и столь высокие напряжения существенно ускоряют процессы изнашивания, что приводит к необходимости определения параметров макрогеометрических отклонений профиля поверхности и ограничению их величины.

Для исследования процессов, протекающих при взаимодействии колеса с рельсом, использовали методику, представленную в работе [3], основанную на взаимодействии двух роликов, моделирующих взаимодействие пары трения колесо—рельс (рис. 1).

Ролик 1, имитирующий рельс, выполненный в виде диска, уста-

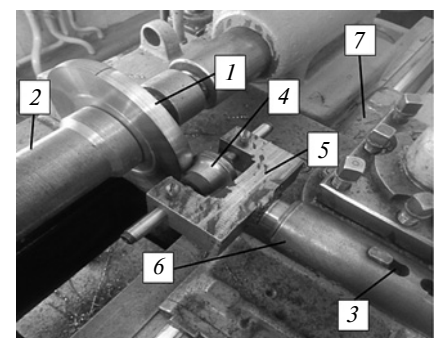


Рис. 1. Установка для испытания пары колесо—рельс на контактную усталость:

1 — ролик, имитирующий рельс; 2 — оправа; 3 — пружина; 4 — ролик, имитирующий колесо; 5 — вилка; 6 — приспособление; 7 — суппорт

Таблица 1

$n_{ст},$ мин ⁻¹	$n_{обр},$ мин ⁻¹	$K_{п}$	$v_{п},$ км/ч
80	400	0,91	80
125	625		120
160	800		160

навливается в оправку 2 шпинделя станка. На суппорте 7 станка крепится приспособление 6 с расположенной внутри пружины 3, и установленной вилкой 5, в центрах которой размещается ролик 4, имитирующий колесо. Для устойчивого контакта имитатор колеса подводится к имитатору рельса при помощи поперечной подачи. Скорость вращения имитаторов регулируется при помощи коробки скоростей станка. Силовое взаимодействие данных роликов обеспечивается тарированной пружиной.

Ролики для имитации колес изготавливали из заготовок, вырезанных из материала цельнокатаного колеса на расстоянии $5 \div 10$ мм от поверхности катания. Термическую обработку проводили для достижения средней твердости цельнокатаного колеса 3400 *НВ*, согласно ГОСТ 10791—2004. В качестве имитатора рельса использовали диск, изготовленный из стали Р65, закаленный при температуре $T = 850$ °С с выдержкой в течение $t = 20$ мин и охлаждением в масле марки И40 для обеспечения твердости. Твердость образца составила 4010 *НВ*, что соответствует регламентируемой твердости по ГОСТ Р51045—97. Термическая обработка имитаторов проводилась в электрической камерной печи 1,6.2,5.1/11-И1М НПФ ТерМИКС. Контроль твер-

дости осуществлялся твердометром ТШ-2М по методу Бринелля.

В эксперименте размеры колеса и рельса на роликах были уменьшены в 20 раз и принята шероховатость $Ra = 1,25$ мкм, соответствующая стадии приработки колеса и рельса. Линейная скорость имитатора колеса соответствовала линейной скорости вращения колесной пары в рабочих режимах хода поезда с учетом перспективы повышения ее до 160 км/ч (табл. 1). К ролику, имитирующему колесо, прикладывалась нагрузка $P_0 = 890$ Н.

Так как в лабораторных условиях затруднительно реализовать нагрузки, действующие на колесо в процессе эксплуатации, они были уменьшены с учетом поправочного коэффициента $K_{п}$ (табл. 2).

При механической обработке у образцов, имитирующих колесо, образовалась волнистость, в результате чего поверхность ролика нагружалась неравномерно. Высоту волнистости образцов подобрали таким образом, чтобы напряжения, возникающие при контакте между имитаторами, соответствовали напряжениям при взаимодействии колеса и рельса. Образцы разделили на 4 группы с максимальной высотой волнистости их поверхности соответственно от 0,02 до 0,05 мм. На образцах были выделены области, соответствующие максимальным высотам волнистости. Значения максимальных напряжений в пятне контакта, приведенные в табл. 2, получены по методике, представленной в работе [3]. Число циклов взаимодействия контактирующих тел соответствует числу оборотов вагонного колеса, проходящего рас-

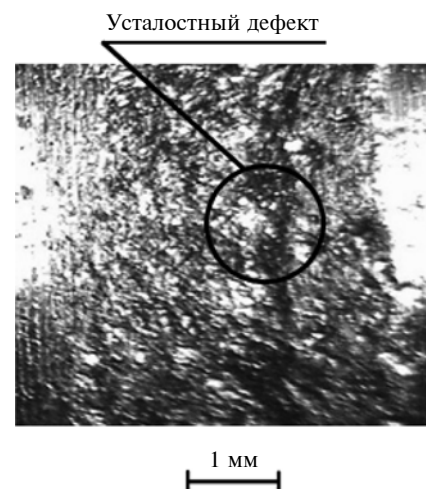


Рис. 2. Усталостное разрушение поверхности роликов

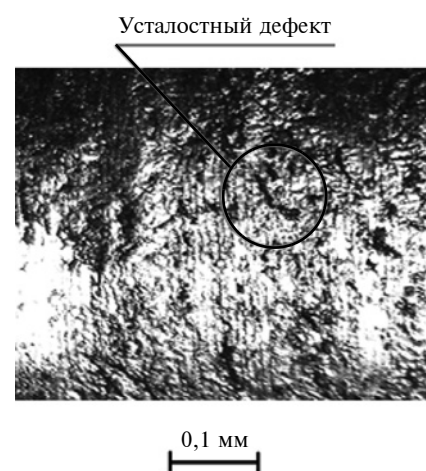
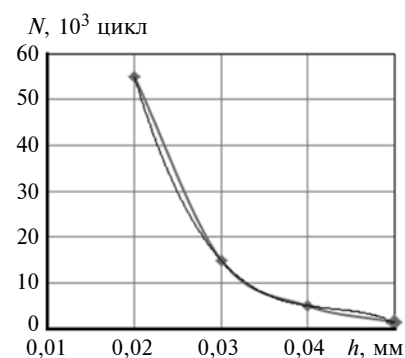
Рис. 3. Область усталостного разрушения поверхности роликов $\times 10$ 

Рис. 4. Зависимость числа циклов нагружения ролика от высоты волнистости

стояние в 20 тыс. км. Опыты повторялись до достижения числа нагружений, соответствующих 300 тыс. км пути, проходимым вагоном.

Таблица 2

Нагрузка	$P_{к},$ Н	$\sigma_{\max к},$ МПа	$K_{п}$	$P_{обр},$ Н	$\sigma_{\max обр},$ МПа
P_0	136 800	1425	153,2	890	1420
P_1	175 100	1710		1700	
P_2	143 600	1650		1635	
P_3	168 400	1700		1690	

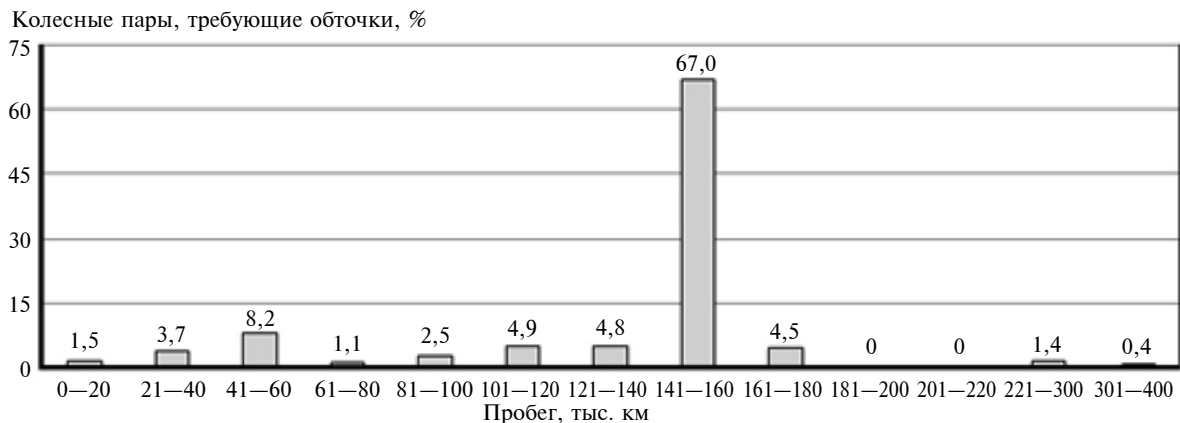


Рис. 5. Зависимость повреждаемости поверхности катания колеса от пробега колесной пары

Для оценки состояния поверхности образцов на наличие контактно-усталостных дефектов через данные промежутки времени осуществлялся визуальный осмотр. На рис. 2 представлены результаты осмотра поверхности ролика, имитирующего колесо. На рис. 3 данная область показана с увеличением в 10 раз.

Результаты исследования

Результаты измерений позволили сделать вывод о связи между максимальной высотой волнистости на поверхности ролика и скоростью ее повреждения. При этом неровности являются центром зарождения дефекта. По результатам эксперимента построена зависимость (рис. 4) числа N циклов нагружения роликов от высоты h волнистости. Высота волнистости образца изменялась от 0,02 до 0,05 мм, что с учетом коэффициента подобия соответствует высоте макронеровности $0,15 \div 0,6$ мм на поверхности вагонного колеса.

Из опыта следует, что признаки усталостного повреждения поверхности наблюдались уже после $N = 21\ 000$ цикл (см. рис. 4), что соответствует пробегу колеса 62 тыс. км.

Данная зависимость позволяет определить число циклов воздействия приложенной к поверхности ролика нагрузки в зависимости от макрогеометрических

параметров его поверхности. Зависимость описывается полиномиальной функцией 3-й степени:

$$N = -1,37 \cdot 10^9 x^3 + 2 \cdot 10^8 x^2 - 9,7 \cdot 10^6 x + 1,6 \cdot 10^5.$$

Величина достоверности аппроксимации $R^2 = 0,99$.

По информации, поступившей из автоматизированной базы данных ОАО "РЖД" [4], составлен график распределения пробега колес повышенной твердости между их обточками (рис. 5), анализ которого позволяет сделать вывод о том, что около 27 % парка колесных пар имеют пробег, значительно меньший регламентированного правилами ремонта; из них примерно половина (13,4 % колес) требуют восстановления поверхности катания при пробеге менее 60 тыс. км. Основная группа колес имеет пробег до обточки от 141 до 160 тыс. км, и только у 6,3 % пробег между переточками превышает 160 тыс. км. При повышении высоты макронеровности область, в которой работает колесо (см. рис. 4), смещается влево и вверх, т. е. с преобладающими контактно-усталостными повреждениями. Таким образом, данные, полученные в результате экспериментального исследования и математического моделирования, согласуются с данными повреждений и пробега колесных пар в эксплуатации.

Выводы

Выполненное экспериментальное исследование влияния технологической наследственности на усталостную долговечность вагонного колеса показало, что его макрогеометрические отклонения ускоряют развитие контактно-усталостных дефектов. Увеличение высоты волнистости с 0,02 до 0,05 мм уменьшает в 3,6 раза число циклов нагружения образца, имитирующего вагонное колесо, до появления усталостных трещин.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Обрывалин А. В.** Восстановление профиля катания вагонных колес повышенной твердости с эксплуатационными дефектами термомеханического происхождения // Известия Транссиба / Омский гос. университет путей сообщения. 2012. № 4 (12). С. 30–35.
2. **Бисерикан М. И., Обрывалин А. В., Рауба А. А.** Влияние технологической наследственности на контактное напряжение в системе "колесо—рельс" // Омский научный вестник. 2011. № 1 (97). С. 68–72.
3. **Бисерикан М. И.** Обеспечение работоспособности колес грузовых вагонов, эксплуатируемых в условиях повышенных динамических нагрузок: Дис. ... канд. техн. наук. Омск. 2013. 158 с.
4. **Справочные материалы по потуплению колесных пар грузовых вагонов в ВКМ и КРЦ вагоноремонтных и эксплуатационных депо России за 2011 год.** М.: ПКБ ЦВ ОАО "РЖД", 2012. 47 с.

Р. А. ЦАРАПКИН (МАИ), В. Н. ИВАНОВ, В. И. БИРЮКОВ, д-р техн. наук (МАИ), e-mail: KniaZ988@mail.ru

Графический метод оценки запасов устойчивости к акустическим колебаниям в камерах ракетных двигателей по шумам горения

Предложен экспериментальный метод оценки декрементов затухания колебаний давления в камерах сгорания форсированных ракетных двигателей. Метод основан на статистической обработке пульсаций давления шумов в окрестности собственных резонансных частот для нормальных мод акустических колебаний реакционного объема и последующем прогнозе неустойчивости процесса горения относительно акустических колебаний. На основе теории статистической регрессии для многомерных экспериментальных данных решена задача прогноза неизвестных параметров выборочных распределений асимптотическим определением коэффициента корреляции декремента затухания колебаний давления через оптимальные линейные предикторы и распределение Колмогорова.

Ключевые слова: ракетный двигатель, камера сгорания, акустические колебания, шумы горения, спектральные характеристики, критерий Колмогорова, декремент затухания.

An experimental method is proposed for estimating the damping decrements of pressure fluctuations in the combustion chambers of forced rocket engines. The method is based on the statistical processing of noise pressure pulsations in the vicinity of natural resonance frequencies for normal modes of acoustic vibrations of the reaction volume and the subsequent prediction of the instability of the combustion process relative to acoustic vibrations. Based on the theory of statistical regression for multidimensional experimental data, the problem of predicting unknown parameters of sample distributions is solved by asymptotic determination of the correlation coefficient of the damping decrement of pressure vibrations through optimal linear predictors and the Kolmogorov distribution.

Keywords: rocket engine, combustion chamber, acoustic vibrations, combustion noise, spectral characteristics, Kolmogorov criterion, damping decrement.

Обеспечение устойчивости горения в камерах сгорания и газогенераторах жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) по отношению к высокочастотным (акустическим) колебаниям до сих пор остается проблемой, значительно увеличивающей длительность и стоимость отработки новых двигателей. В настоящее время не существует надежных методик, определяющих запасы устойчивости рабочего процесса в камерах ЖРД на этапе проектирования. Основная задача диагностики высокочастотной неустойчивости (ВЧ) в реакционных

объемах тепловых двигателей — выявление склонности процесса горения к самопроизвольному возбуждению регулярных автоколебаний на установившихся или переходных режимах работы. Известные экспериментальные методы диагностики ВЧ-неустойчивости горения в ЖРД подразделяются на "активные" и "пассивные".

При исследовании устойчивости горения "активными" методами в реакционный объем на исследуемом режиме вводятся тестирующие импульсные газодинамические возмущения (чаще давления) от специального источника и регистрируется реакция процесса горения на внесенные возмущения [1–8]. Процесс горения считается динамически устойчивым, если его характеристики возвращаются в исходное невозмущенное состояние и наоборот. Наиболее точно можно измерить пульсации давления в реакционном объеме камеры сгорания или в коллекторах перед форсунками и вибрации элементов конструкции. Поэтому основными измеряемыми динамическими параметрами в камерах сгорания являются амплитуда и частота колебаний давления. При этом запасы устойчивости исходного состояния определяют исходя из минимальной амплитуды импульса давления, вызывающего переход горения в автоколебательный режим. Необходимость тестирования камер сгорания ЖРД на устойчивость горения по отношению к конечным возмущениям диктуется существенной нелинейностью процессов преобразования топлива в продукты сгорания.

Пассивные методы диагностики неустойчивости горения не требуют ввода в камеру сгорания каких-либо искусственных возмущений. В этом случае источником возмущений являются собственные флуктуационные шумы камеры сгорания при проведении огневых испытаний. Под шумами понимаются пульсации давления газа с амплитудой, не превышающей 5 % от стационарного значения давления в широком диапазоне частот. Эти шумы постоянно "прощупывают" камеру сгорания на динамическую устойчивость в окрестности реализованного стационарного состояния. Однако диагностическая способность внутрикамерных шумов весьма ограничена из-за того, что их амплитуда, как правило, недостаточна для выделения признаков автоколебаний от совокупности флуктуационных пульсаций. Поэтому созданный ранее [1, 2] "пассивный" метод диагностики позволяет на ос-

нове зарегистрированной датчиком временной реализации резонансного шума горения проводить лишь оценку ряда показателей локальной (линейной) устойчивости процесса горения. Под резонансным шумом горения понимается спектральная составляющая пульсаций, соответствующая собственным акустическим резонансам реакционных объемов камер сгорания или газогенераторов [3].

При проведении стендовых испытаний ЖРД модели 11Д55 в камеру сгорания согласно требованиям ОСТ В92-9000—78 [3] с целью оценки запаса устойчивости рабочего процесса по отношению к "жесткому" возбуждению высокочастотных автоколебаний был введен тестирующий импульс давления от внешнего возмущающего устройства. Возмущающее устройство было снаряжено минимальной навеской взрывчатого вещества массой 0,6 г. Ввод импульсного возмущения привел к возбуждению ВЧ-автоколебаний и далее к разрушению камеры. Отношение амплитуды A_0 первого пика возмущения давления к среднему квадратичному значению шума на участке, предшествующем вводу возмущения, составило ≈ 100 , что превысило в 3—4 раза требуемое значение запаса устойчивости $n = 15 \div 25$. В данном случае не удалось провести оценку запаса устойчивости динамического режима работы двигателя (запаса устойчивости к "жесткому" возбуждению автоколебаний) с последующей оценкой вероятности неустойчивой работы двигателя. Это явилось основанием для разработки нового пассивного метода оценки запасов устойчивости рабочего процесса в камерах ЖРД по отношению к акустическим колебаниям.

У любой камеры сгорания имеются собственные резонансные частоты, соответствующие каждому виду (моду) акустических колебаний. При частотах ниже первого поперечного резонанса в трубах могут распространяться только плоские волны. Далее в статье амплитуда пульсаций давления конкретной моды обозначена Y_v .

Диагностическим показателем запаса линейной устойчивости процесса горения является декремент колебаний. Для v -й моды в окрестности резонансной частоты $f_v = 1/T_v$ реакционного объема камеры сгорания, где T_v — период колебаний, обозначим декремент малых колебаний как $d_v = \delta_v T_v$ и представим его в виде [1—8]:

$$d_v = \delta_v T_v = \frac{dE}{2E_3 dt} = \frac{E_d - E_r}{2E_3},$$

где δ_v — коэффициент затухания колебаний; E_d — часть энергии, диссипируемой колебательной системой за период колебаний; E_3 — акустическая энергия, запасенная системой за период колебаний; E_r — акустическая энергия, генерируемая колебательной системой за период колебаний.

Шумы, образованные турбулентным горением, аналитически могут быть представлены линейными уравнениями относительно возмущений ряда независимых параметров. Они описываются случайными функциями, спектральные плотности которых обладают широкой полосой пропускания, по сравнению с амплитудно-частотной характеристикой (АЧХ) камеры сгорания в окрестности рассматриваемых собственных частот. В этом случае колебательную систему с распределенными параметрами можно представить в виде суммы колебательных контуров с сосредоточенными параметрами [1].

При линейном механизме формирования сигнала в окрестности резонансной частоты v -й моды акустических колебаний реакционного объема камеры сгорания ширина Δf пика спектральной плотности $S(f)$ сигнала $Y(t)$ на уровне $0,5S_{\max}$ пропорциональна величине декремента v -й моды [1—4]:

$$d_v = \delta_v T_v = \frac{\pi \Delta f_v}{f_v}.$$

С точки зрения диагностики неустойчивости принципиально важно, чтобы собственная круговая частота и коэффициент демпфирования были идентифицируемы, т. е. могли бы быть восстановлены по наблюдаемой реализации. Простейшей диагностической моделью камеры сгорания как потенциально автоколебательной системы на "шумовых" режимах ее работы может служить диссипативная динамическая система второго порядка, возбуждаемая случайным широкополосным шумом [9]:

$$\frac{d^2 Y_v}{dt^2} + 2\delta_v(\Pi, \lambda_v) \frac{dY_v}{dt} + \omega_{0v}^2 Y_v = \omega_{0v}^2 \xi(t); \quad (1)$$

$$\omega_{0v}/\delta_v \gg 1; \quad \delta_v(\Pi) = (\delta_{v,d} - \delta_{v,r}) > 0,$$

где Y_v — временная реализация узкополосного случайного процесса; Π — управляющие параметры режима камеры сгорания (давление, температура и др.); ω_{0v} — круговая частота собственных колебаний (без затухания); t — время; $\delta_{v,d}$ — коэффициент диссипации энергии акустических колебаний; $\delta_{v,r}$ — коэффициент генерации энергии колебаний для конкретной моды соответственно; $\xi(t)$ — стационарное нормальное случайное широкополосное воздействие (шум турбулентного горения).

Полагается иметь по одному уравнению (1) на каждую моду нормальных акустических колебаний внутрикамерного объема. Из условия малости изменения амплитуды и фазы за период колебаний и применяя известный метод усреднения [1—4, 8, 9], можно получить уравнение, описывающее дина-

мику ν -й нормальной моды автоколебательной системы:

$$d\lambda/dt = -\delta_\nu(\lambda)\lambda + \omega_{0\nu}^2 \frac{N_0}{8\lambda} + \varepsilon(t). \quad (2)$$

Здесь: $\lambda(t)$ — амплитуда (огibaющая) колебаний ν -й моды; $\delta_\nu(\lambda)$ — коэффициент, учитывающий диссипацию и генерацию акустической энергии, являющийся функцией амплитуды λ_ν колебаний ν -й моды; $\omega_{0\nu}$ — собственная (резонансная) круговая частота ν -й моды; $N_0 = \text{const}$ — спектральная интенсивность случайного шумового воздействия в окрестности резонансной частоты $\omega_{0\nu}$; $\varepsilon(t)$ — нормальная случайная дельта-коррелированная функция с нулевым средним.

В дальнейшем рассматриваем конкретную моду акустических колебаний и опустим индекс ν , учитывающий принадлежность параметров модели ν -й моде нормальных колебаний реакционного объема. По графику функциональной зависимости $\delta = \delta(\lambda)$ можно оценить склонность процесса в камере сгорания к переходу в режим автоколебаний, т. е. реализуется ли "мягкое" самовозбуждение автоколебаний или необходим импульс давления для "жесткого" инициирования автоколебаний.

Уравнение (2) с правой частью $\varepsilon = \varepsilon(t)$, отображающей белый шум, где $\lambda(t)$ — медленно меняющаяся по сравнению с периодом колебаний функция, описывает одномерный Марковский [10, 11] случайный процесс с коэффициентами "сноса"

$$\alpha(\lambda_\nu) = -\delta(\lambda_\nu)\lambda_\nu + \omega_{0\nu}^2 N_0/(8\lambda_\nu) \quad (3)$$

и "диффузии"

$$b(\lambda_\nu) = \omega_{0\nu}^2 N_0/4. \quad (4)$$

Стохастическому дифференциальному уравнению (2) можно поставить в соответствие уравнение Фоккера—Планка—Колмогорова для стационарной плотности вероятности амплитуды $W_{\text{ст}}(\lambda)$ [10—12]

$$\frac{d}{d\lambda} [b(\lambda) W_{\text{ст}}(\lambda)] - 2a(\lambda) W_{\text{ст}}(\lambda) = -2G \quad (5)$$

с граничными условиями

$$G(0, t) = G(\infty, t) = 0,$$

где G — поток вероятности через границы.

Решением уравнения (5) является зависимость:

$$\begin{aligned} W_{\text{ст}}(\lambda) &= c\lambda \exp \left[2 \int_0^\lambda \frac{a(x)}{b(x)} dx \right] = \\ &= c\lambda \exp \left[-\frac{8}{\omega_{0\nu}^2 N_0} \int_0^\lambda x \delta(x) dx \right] = \\ &= c_1 \lambda \exp \left[-\frac{1}{\delta_0 \sigma^2} \int_0^\lambda \lambda \delta(\lambda) d\lambda \right], \end{aligned} \quad (6)$$

где дисперсия $\sigma^2 = N_0 \omega_0^2 / (4\delta)$.

Коэффициент $c_1 = \text{const}$ находится из условия нормировки

$$\int_0^\infty W_{\text{ст}}(\lambda) d\lambda = 1.$$

Коэффициент диффузии $b(\lambda_\nu)$, характеризующий скорость изменения дисперсии приращения Марковского процесса, имеет значения $b(\lambda_\nu) \geq 0$.

В случае линейной модели при $\delta(\lambda) = \delta = \text{const}$ распределение (6) приводит к экспериментально наблюдаемому распределению Релея для амплитуды λ колебания:

$$W_{\text{ст}}(\lambda) = \frac{\lambda}{\sigma^2} \exp \left(-\frac{\lambda^2}{2\sigma^2} \right).$$

Для системы с "жестким" самовозбуждением автоколебаний представим потенциальную функцию в виде:

$$\theta(\lambda) = -\sigma^2 \left[\int_0^\lambda \frac{\alpha(z)}{b(z)} dz \right], \quad (7)$$

где $\sigma^2 = N_0 \omega_0^2 / (4\delta_0)$; $\alpha(z)$ и $b(z)$ — коэффициенты "сноса" и "диффузии", определяемые выражениями (3) и (4).

На рис. 1 представлена потенциальная функция (7) для системы, находящейся в области "жесткого" возбуждения (система в области динамического гистерезиса $\delta(\lambda) = 20,8\lambda^2 - 30\lambda + 10$).

Потенциальная функция имеет два минимума, соответствующие устойчивым состояниям динамического равновесия: левый — шумовому и правый — автоколебательному. Таким образом, задача о самовозбуждении системы, описываемой уравнением (2), сводится к классической задаче перехода через потенциальный барьер h_{1-2} изображающей точки, первоначально находящейся в левой потенциальной яме (см. рис. 1, положение 1) в правую потенциальную яму (положение 2).

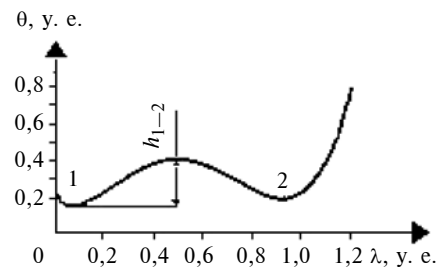


Рис. 1. Потенциальная функция θ в области "жесткого" возбуждения

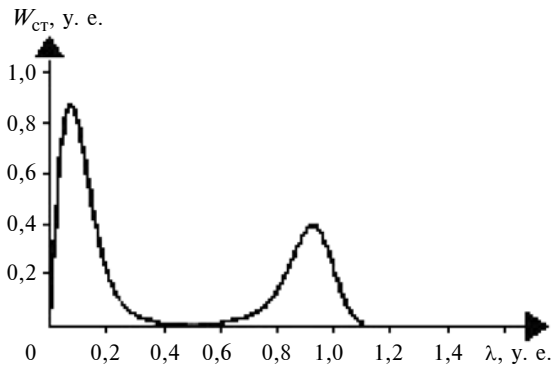


Рис. 2. Зависимость плотности $W_{ст}$ вероятности амплитуды колебаний в области "жесткого" возбуждения от амплитуды λ

Стационарное распределение плотности вероятности для функции вида $\delta(\lambda) = 20,8\lambda^2 - 30\lambda + 10$, удовлетворяющей условиям существования неустойчивого и устойчивого предельных циклов, представлено на рис. 2. Это распределение бимодально. Минимум плотности вероятности соответствует максимуму потенциальной функции $\theta(\lambda)$, т. е. неустойчивому предельному циклу. Левый минимум потенциальной функции соответствует локально устойчивому (до определенного уровня амплитуд колебаний) шумовому состоянию системы. Правый минимум потенциальной функции соответствует автоколебательному состоянию системы. Система изначально находится в левой потенциальной яме и допускает возможность спонтанного, индуцированного шумом $\varepsilon(t)$ перехода через потенциальный барьер h_{1-2} в правую потенциальную яму, т. е. в автоколебательное состояние.

Существенно, что самовозбуждение автоколебаний в камере сгорания под действием стационарного широкополосного шума горения принципиально стохастично, а именно: невозможно заранее указать время перехода системы из шумового состояния в автоколебательное. Среднее время ожидания этого момента зависит от вида функции $\delta(\lambda)$ и интенсивности N_0 "внешнего" шумового воздействия. Системы с "мягким" возбуждением подобными свойствами не обладают.

В рамках эволюционной модели (2) с "жестким" самовозбуждением автоколебаний запас динамической устойчивости рабочего процесса в камере сгорания определяется вероятностью $P_{у.р}$ устойчивой работы камеры на конкретном режиме в течение заданного времени $t_{раб}$:

$$P_{у.р} = 1 - P_{н.р},$$

где $P_{н.р}$ — вероятность неустойчивой работы.

Задачу о самовозбуждении автоколебаний в системе, описываемой динамической моделью (2), можно сформулировать следующим образом.

Пусть в начальный момент времени t_0 случайное распределение амплитуды шумовых пульсаций $\lambda(t)$

имеет определенное значение $\lambda(t_0) = \lambda_0$, находящееся в окрестности левого минимума потенциала θ , т. е. внутри интервала от нуля до амплитуды нижнего предельного цикла ($0 | \lambda_{НПЦ}$), (см. рис. 1). Требуется найти вероятность самовозбуждения системы за время работы $t < t_{раб}$. При условии $t_{раб} \ll \bar{T}$ такая вероятность составляет [11, 12]:

$$P_{н.р} = 1 - \exp\left(-\frac{t_{раб}}{2\bar{T}}\right) \approx \frac{t_{раб}}{2\bar{T}},$$

где \bar{T} — среднее время, по истечении которого случайный процесс $\lambda(t)$ достигнет границы, соответствующей амплитуде $\lambda_{НПЦ}$ неустойчивого предельного цикла.

Среднее время первого достижения границы марковским процессом $\lambda(t)$ удовлетворяет уравнению [10]:

$$\frac{b(\lambda)}{2} \frac{d^2\bar{T}}{d\lambda^2} + \alpha(\lambda) \frac{d\bar{T}}{d\lambda} + 1 = 0.$$

В этом случае начальные условия: $t = t_0; \lambda(t_0) = \lambda_0;$

$\frac{d\bar{T}}{d\lambda} (\lambda = \text{const})$ — условие отражающей границы;

$\bar{T} (\lambda = \lambda_{НПЦ}) = 0$ — условие поглощающей границы; $b(\lambda)$ и $\alpha(\lambda)$ — коэффициенты "диффузии" и "сноса", см. формулы (3) и (4).

Отсюда получим решение:

$$\bar{T} = 2 \int_{\lambda_0}^{\lambda_{НПЦ}} e^{-\theta(x)} \int_0^x \frac{e^{\theta(y)}}{b(y)} dy dx,$$

где потенциальная функция из формулы (7) $\theta(x) =$

$$= 2 \int_0^{\lambda} \frac{\alpha(x)}{b(y)} dx.$$

Время первого достижения случайным процессом $\lambda(t)$ границы нижнего предельного цикла зависит от уровня неустойчивого предельного цикла $A_{кр} = \lambda_{НПЦ}$, уровня $\bar{A}_{ш}$ внутрикамерного шума в окрестности исследуемого резонансного подъема и вида зависимости $\delta = \delta(\lambda)$.

На практике вместо оценки вероятности $P_{н.р}$ неустойчивой работы камеры сгорания оценивают величину так называемого гарантированного запаса устойчивости к жесткому возбуждению автоколебаний [1, 3, 4]. При этом запас устойчивости на заданном режиме работы камеры сгорания полагается достаточным, если оценка уровня n^* амплитуды $A_{кр}$ возбуждения неустойчивого предельного цикла

$$n^* = \frac{A_{кр}}{\bar{A}_{ш}} > [n],$$

где $[n]$ — гарантируемый запас устойчивости.

Однако если индуцированный импульсным возмущением колебательный процесс является затухающим, то

$$n = \frac{A_{\max}}{\bar{A}_{\text{ш}}} \geq [n],$$

где A_{\max} — максимальная амплитуда затухающего отклика на импульсное возмущение; $\bar{A}_{\text{ш}}$ — среднее квадратичное значение внутрикамерного шума на данном режиме работы двигателя.

Так как вид зависимости $\delta_v = \delta_v(\lambda)$, как правило, неизвестен, то $[n]$ назначают достаточно большим ($[n] = 15 \div 25$ согласно требованиям отраслевого стандарта [3]). Этим самым в рамках модели [см. формулу (5)] гарантируется устойчивая работа двигателя при любого вида зависимости коэффициента δ демпфирования от амплитуды λ пульсаций.

Оценка зависимости $\delta = \delta(\lambda)$ может быть проведена на основе выражения, получаемого из стационарной плотности вероятности амплитуды по формуле (6):

$$W_{\text{ст}}(\lambda) = c_1 \lambda \exp \left[-\frac{1}{\delta_0 \sigma^2} \int_0^\lambda \lambda \delta(\lambda) d\lambda \right], \quad (8)$$

где дисперсия определяется как $\sigma^2 = N_0 \omega_0^2 / (4\delta_0)$.

Зависимость (8) позволяет оценить коэффициент колебаний $\delta = \delta(\lambda)$ по экспериментально оцененной плотности вероятности амплитуды пульсаций $W_{\text{ст}}(\lambda)$. Для этого прологарифмируем выражение (8):

$$\ln W_{\text{ст}}(\lambda) = \ln c_1 + \ln \lambda + \left(-\frac{1}{\delta_0 \sigma^2} \int_0^\lambda \lambda \delta(\lambda) d\lambda \right). \quad (9)$$

Далее продифференцируем соотношение (9) по λ , в результате получим:

$$\frac{d[\ln W_{\text{ст}}(\lambda)]}{d\lambda} = \frac{1}{\lambda} - \frac{1}{\delta_0 \sigma^2} \lambda \delta(\lambda). \quad (10)$$

Продифференцируем левую часть формулы (10) и обозначим как:

$$\beta(\lambda) = \frac{d[\ln W_{\text{ст}}(\lambda)]}{d\lambda} = \frac{1}{W_{\text{ст}}(\lambda)} \frac{dW_{\text{ст}}(\lambda)}{d\lambda}.$$

Далее представляем формулу (10) в следующем виде:

$$\left[\beta(\lambda) - \frac{1}{\lambda} \right] = -\frac{1}{\delta_0 \sigma^2} \lambda \delta(\lambda). \quad (11)$$

Из выражения (11) получаем зависимость между коэффициентом затухания и амплитудой пульсаций давления:

$$\delta(\lambda) = -\frac{\left[\beta(\lambda) - \frac{1}{\lambda} \right]}{\lambda} \delta_0 \sigma^2 \quad (12)$$

или

$$\delta(\lambda) = \delta_0 \sigma^2 \left[\frac{1}{\lambda^2} - \frac{\beta(\lambda)}{\lambda} \right]. \quad (13)$$

В частности, для распределения Релея $\delta = \text{const}$ имеем:

$$\ln W_{\text{ст}}(\lambda) = \ln \lambda - 2 \ln \sigma - \frac{\lambda^2}{2\sigma^2};$$

$$\beta(\lambda) = \frac{d[\ln W_{\text{ст}}(\lambda)]}{d\lambda} = \frac{1}{\lambda} - \frac{\lambda}{\sigma^2}. \quad (14)$$

Подставив выражение (14) в равенство (12), получим:

$$\delta(\lambda) = \delta_0 \sigma^2 \left[\frac{1}{\lambda^2} + \frac{2\lambda}{2\lambda\sigma^2} - \frac{1}{\lambda^2} \right] = \delta_0 = \text{const}. \quad (15)$$

Признаком склонности динамической системы к "жесткому" возбуждению автоколебаний является тенденция уменьшения коэффициента δ затухания (и декремента $d\delta$) для конкретной моды акустических колебаний с ростом амплитуды λ . Значения амплитуды, соответствующие декременту $\delta = 0$, определяют устойчивый нижний предельный цикл с амплитудой, равной $\lambda_{\text{НПЦ}}$. Удаленность рабочего режима от границы характеризует запас устойчивости системы. Конечной оценкой достаточности запаса устойчивости по отношению к "жесткому" возбуждению автоколебаний является выполнение

условия [1–5] $n^* = \frac{\lambda_{\text{НПЦ}}}{\bar{\lambda}_{\text{ш}}} \geq 15$, где $\lambda_{\text{НПЦ}}$ — амплитуда

туда возбуждения нижнего предельного цикла автоколебаний.

Разработанный метод экспериментальной оценки запасов устойчивости рабочего процесса в камерах сгорания и газогенераторах ЖРД по отношению к акустическим колебаниям основан на статистической обработке и анализе "шумов" горения. Он включает в себя следующие процедуры:

1. Регистрация пульсационного давления в камере сгорания (реакционном объеме газогенератора) или в полости коллектора перед форсунками на исследуемом установившемся режиме работы двигателя.

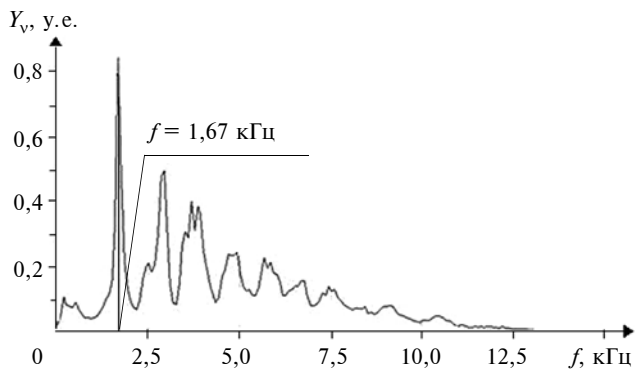


Рис. 3. Спектральный состав суммарного сигнала

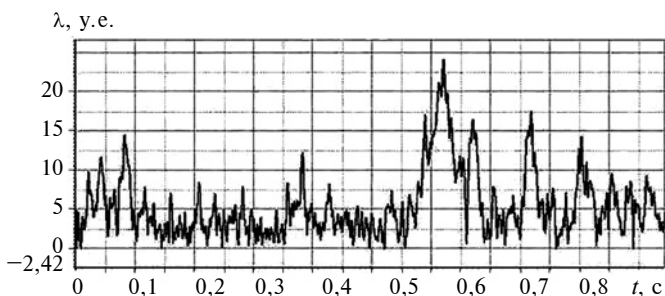


Рис. 4. График огибающей λ фильтрованного сигнала шумовых пульсаций на частоте $f \approx 1670$ Гц по времени t

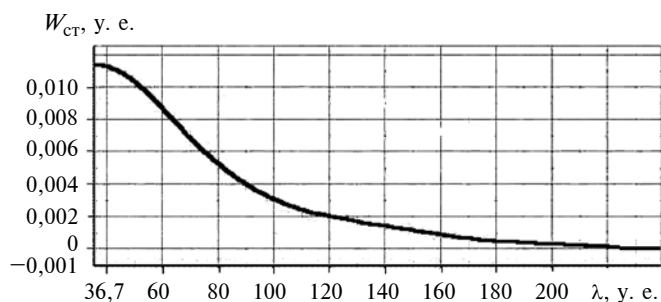


Рис. 5. Зависимость плотности W_{ct} распределения вероятности от амплитуды λ для динамической системы с "жестким" возбуждением автоколебаний

2. Спектральный анализ временной реализации сигнала датчика пульсаций давления, в который входят:

узкополосная фильтрация Y_v сигнала на частотах, соответствующих собственным формам (мо-

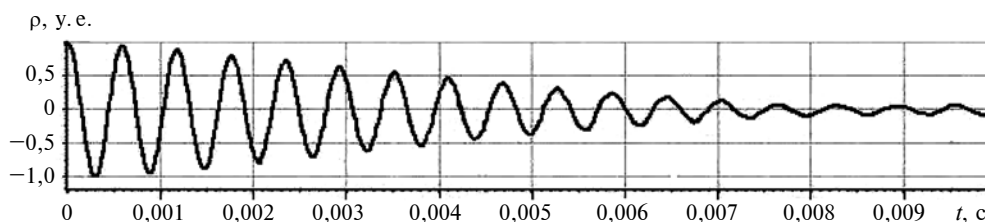


Рис. 6. Автокорреляционная функция для системы с "жестким" возбуждением, находящейся в области автоколебаний

дам) акустических колебаний реакционного объема в окрестности исследуемого резонансного спектрального подъема (резонансные частоты камер достаточно идентифицируемы, пример приведен на рис. 3);

выделение огибающей $\lambda(t)$ сигнала на исследуемой резонансной частоте f_v (демодуляция) (рис. 4);

сглаженная оценка плотности $W_{ct}(\lambda)$ распределения вероятности огибающей (рис. 5) и ее производной. При этом автокорреляционная функция $\rho(t)$ узкополосного процесса должна быть экспоненциально затухающей на частоте спектрального подъема f_v (рис. 6), а плотность $W(P'_v)$ распределения вероятности мгновенных значений $P'_v(t)$ процесса близка к гауссовой (нормальной), т. е. график имеет характерный колоколообразный вид (рис. 7). (Приведенные признаки характеризуют резонансный узкополосный шум горения "РУШГ");

оценка средних квадратичных значений и коэффициентов демпфирования колебаний для составляющих, идентифицированных в классе "РУШГ";

выделение огибающих фильтрованных сигналов с использованием преобразования Гильберта;

оценка плотности распределения вероятности огибающих фильтрованных сигналов, идентифицированных в классе "РУШГ" и их производных;

анализ зависимостей коэффициентов демпфирования от амплитуды колебаний давления на исследуемых резонансных частотах, полученных по формуле (13):

$$\delta(\lambda) = \delta_0 \sigma^2 \left[\frac{1}{\lambda^2} - \frac{\beta(\lambda)}{\lambda} \right],$$

где $\beta(\lambda) = \frac{1}{W_{ct}(\lambda)} \frac{dW_{ct}(\lambda)}{d\lambda}$; δ_0 — коэффициент

демпфирования колебаний при $\lambda \rightarrow \sigma$; σ — среднее квадратичное значение фильтрованного сигнала;

цензурирование экспериментальной зависимости коэффициентов демпфирования от амплитуды колебаний;

полиномиальная (или экспоненциальная) аппроксимация экспериментальной зависимости $\delta = \delta(\lambda)$ (рис. 8);

оценка (по графику зависимости коэффициента демпфирования от амплитуды колебаний) принадлежности (или непринадлежности) исследуемой

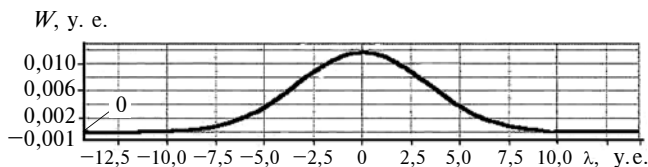


Рис. 7. Цензурированная плотность распределения вероятности амплитуды колебаний для случая "жесткого" возбуждения автоколебаний на частоте $f = 1670$ Гц

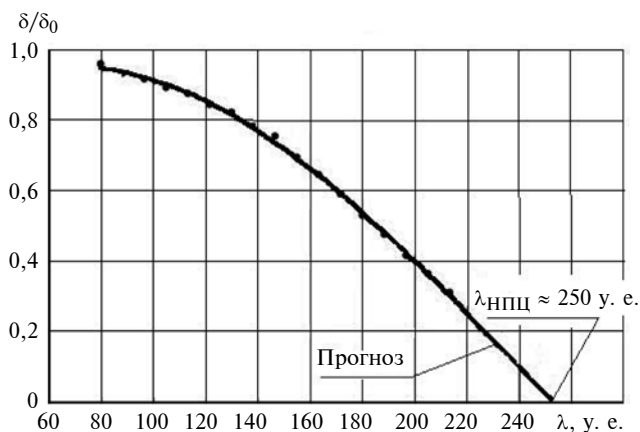


Рис. 8. Зависимость декремента δ затухания колебаний от амплитуды λ , сглаженная полиномиальной зависимостью

динамической системы классу потенциально автоколебательных систем с "жестким" самовозбуждением.

Признаками принадлежности исследуемой системы к потенциально автоколебательным системам с "жестким" режимом самовозбуждения являются: затухающий вид автокорреляционной функции (см. рис. 6), близкая к гауссовой плотность распределения вероятности мгновенных значений сигнала (см. рис. 7) и финальная зависимость коэффициента (декремента) затухания $\delta = \delta(\lambda)$, обязательно уменьшающаяся с увеличением амплитуды (см. рис. 8). Прогнозирование ожидаемого уровня неустойчивого предельного цикла автоколебаний (при наличии признаков принадлежности исследуемой динамической системы к потенциально автоколебательным системам с "жестким" режимом самовозбуждения) осуществляется аналитическим продолжением сглаженной зависимости $\delta = \delta(\lambda)$ до нулевого значения (см. рис. 8). Конечной оценкой достаточности запаса устойчивости по отношению к "жесткому" возбуждению автоколебаний является

выполнение условия $n^* = \frac{\lambda_{\text{НПЦ}}}{\bar{\lambda}_{\text{ш}}} \geq 15$. Пример про-

гнозирования "жесткого" режима возбуждения автоколебаний в модельной камере и графическая оценка уровня (амплитуды) нижнего предельного цикла НПЦ представлен на рис. 3–8. Коэффициент диссипации колебаний (по скорости затухания

автокорреляционной функции) равен $\delta = 250,5 \text{ с}^{-1}$, а среднее квадратичное значение сигнала $\sigma = 36 \text{ у. е.}$

Вывод

Предложенный графический метод экспериментального определения запасов устойчивости процесса горения по "шумам" горения по отношению к акустическим модам колебаний в камерах ЖРД протестирован и подтвердил свою адекватность на аппаратуре с искусственной генерацией сигналов, а также показал результативность при огневых испытаниях модельных камер сгорания ЖРД.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бирюков В. И., Мосолов С. В.** Динамика газовых трактов жидкостных ракетных двигателей. М.: Изд-во МАИ, 2016. 168 с.
2. **Бирюков В. И., Царапкин Р. А.** Экспериментальное определение декрементов затухания в камерах сгорания жидкостных ракетных двигателей // Вестник машиностроения. 2018. № 10. С. 21–27.
3. **ОСТ В92-9000–78.** Двигатели ракетные жидкостные. Методика оценки высокочастотной устойчивости рабочего процесса. М.: НИИХиммаш, 1978. 105 с.
4. **Шибанов А. А., Пикалов В. П., Сайдов С. С.** Методы физического моделирования высокочастотной неустойчивости рабочего процесса в жидкостных ракетных двигателях / Под ред. д-ра техн. наук К. П. Денисова. М.: Машиностроение — Полет, 2013. 512 с.
5. **Бирюков В. И., Назаров В. П., Царапкин Р. А.** Экспериментальная и аналитическая оценка устойчивости рабочего процесса в камерах сгорания и газогенераторах жидкостных ракетных двигателей // Сб. материалов конф. "Решетневские чтения". Красноярск.: Сибирский гос. университет науки и технологий, 2017. Т. 1. № 21. С. 197–199.
6. **Biryukov V. I., Nazarov V. P., Tsarapkin R. A.** The Algorithm for Estimating Reserves of the Working Process Stability in Combustion Chambers of Liquid Rocket Engine // Siberian Journal of Science and Technology. 2017. V. 18. N. 3. P. 558–566.
7. **Бирюков В. И., Царапкин Р. А.** Методика оценки запасов устойчивости рабочего процесса в камере сгорания и газогенераторах жидкостных ракетных двигателей // Известия ТулГУ. Технические науки. 2017. № 5. С. 19–33.
8. **Biryukov V. I., Tsarapkin R. A.** Damping Decrements in the Combustion Chambers of Liquid-Propellant Rocket Engines // Russian Engineering Research. 2019. V. 39, N. 1. P. 6–12.
9. **Методология** экспериментальной обработки ЖРД и ДУ, основы проведения испытаний и устройства испытательных стендов: монография / А. Г. Галеев, В. И. Иванов, А. В. Катенин и др. Киров: НЦНИП, 2015. 436 с.
10. **Тихонов В. И., Миронов М. А.** Марковские процессы. М.: Советское радио, 1977. 488 с.
11. **Ивченко Г. И., Медведев Ю. И.** Введение в математическую статистику. 2-е изд., испр. и доп. М.: ЛЕНАНД, 2017. 608 с.
12. **Стратонович Р. Л., Ланда П. С.** Воздействие шумов на генератор с жестким возбуждением // Радиофизика. Т. 2. 1959. № 1. С. 37–44.

В. А. ГРИГОРЬЕВ, В. И. ТЕРЕНТЬЕВ, д-р техн. наук (РГУ им. А. Н. Косыгина), e-mail: homo_87@mail.ru

Определение перекосов ведомых звеньев многозвенных механизмов технологических машин

Предложен метод определения перекосов ведомых звеньев технологических машин применительно к механизмам ремизного движения (МРД) ткацких машин при зевобразовании. Метод основан на расчете приведенных суммарных зазоров к левому и правому торцам ремизки как функций положения ведущего звена МРД и на статистическом анализе.

Ключевые слова: механизм ремизного движения, передаточная функция, кинематическая пара, зазор.

A method is proposed for determining the distortions of the driven links of technological machines as applied to the heald movement mechanisms (HMM) of the weaving machines during yaw formation. The method is based on calculating the reduced total gaps to the left and right ends of the heald as functions of the position of the leading link of the HMM and on statistical analysis.

Keywords: heald movement mechanism, transfer function, kinematic pair, gap.

Технологические машины имеют в своем составе многозвенные исполнительные шарнирно-стержневые механизмы, ведомые рабочие органы которых должны совершать движение с требуемыми параметрами перемещения. Примером такого механизма является механизм ремизного движения (МРД) зевобразовательного механизма (ЗОМ) ткацких машин типа СТБ, схема которого показана на рис. 1.

Структура многозвенного шарнирно-рычажного МРД включает в себя кинематически замкнутые контуры, образованные ведомым звеном — ремизкой 11 и цепями звеньев 3—6—8 и 5—7—9, связывающих ремизку с общей для них подремизной тягой 2. В рамках такой структуры МРД качество движения ремизки зависит как от кинематики образования зева в процессе перемещения и при выстое (определяются технологическими требованиями зевобразователя), так и обеспечением одинаковой геометрии зева по ширине заправки. Подремизная тяга получает движение с заданным законом перемещения $s(x; y) = f(\omega_{Г.В})$, сообщаемое тягой 1 от привода ЗОМ, который условно представлен звеном O_2C . Положение ремизки в боковых направляющих 10 определяется координатой $y_{расч} = f(\omega_{Г.В})$.

Особенностью данного МРД является возможность возникновения перекоса ремизки из-за относительного смещения ее торцов, что приводит к нарушению одинаковой геометрии зева по ширине

заправки и как следствие — ухудшению условий прокладывания уточной нити. В связи с этим в качестве определяющего показателя качества перемещения ремизки можно принять разность координат y_L и y_P перемещений соответственно ее левого T_L и правого T_P торцов при зевобразовании.

Разность в перемещениях торцов ремизки обусловлена в основном наличием зазоров в шарнирах кинематической цепи и отклонением в размерах звеньев (угловых рычагов 3, 5, рычага 4 и тяг 6, 7 в пределах допусков на изготовление) и трением в кинематических парах — шарнирах и боковых направляющих МРД. Таким образом, качество перемещения ремизки можно определить как функцию параметров звеньев МРД, стремящуюся к минимальной разности $\Delta y_{L; P} = y_L - y_P$ перемещений торцов ремизной рамки:

$$\Delta y_{L; P} = \psi(y_L, y_P, p_{ш}, p_{зв}, p_{тр}) \rightarrow \min,$$

где $p_{ш}$, $p_{зв}$ и $p_{тр}$ — параметры, относящиеся соответственно к зазорам в шарнирах, отклонениям в размерах звеньев и влиянию трения в кинематических парах.

В свою очередь точность перемещения каждого из торцов ремизки определяется разностью между действительным положением каждого торца ремизки и заданным расчетным $y_{расч}$ положением ремизки:

$$y_L = f(\omega_{Г.В}, p_{ш}, p_{зв}, p_{тр}) - f(y_{расч});$$

$$y_P = f(\omega_{Г.В}, p_{ш}, p_{зв}, p_{тр}) - f(y_{расч}).$$

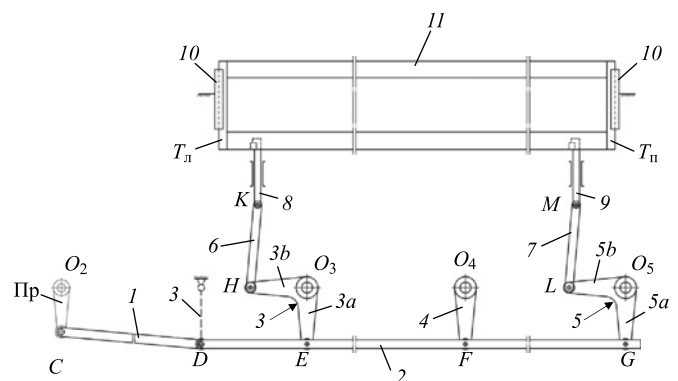


Рис. 1. Структурная схема МРД ткацкой машины СТБ:

Пр — выходной рычаг O_2C привода ЗОМ; 1 — тяга CD от привода ЗОМ; 2 — подремизная тяга $DEFG$; 3, 5 — угловые рычаги EO_3H и GO_5L ; 4 — рычаг FO_4 ; 6, 7 — тяги HK , LM ; 8, 9 — крючки ремизки; 10 — боковая направляющая ремизки; 11 — ремизка; T_L — левый торец ремизки; T_P — правый торец ремизки

Таким образом, точность перемещения торцов определяется точностью кинематических цепей, образованных звеньями МРД, расчет которой заключается в определении суммарных ошибок положения и перемещения звеньев механизма или мертвого хода ΔS механизма ремизного движения.

Отклонения размеров звеньев (параметр $p_{зв}$) в рамках принятого конструктивного исполнения механизма компенсируются средствами настройки положения ремизки в заступе. Также можно принять силы трения (параметр $p_{тр}$) в кинематических парах и направляющих ремизной рамки постоянными и соответственно учесть их при расчете перемещения ремизки. Поэтому в процессе работы значимое влияние на характер отклонений положения торцов ремизки от расчетного $y_{расч}$ оказывает мертвый ход ΔS МРД, который в рамках данного рассмотрения определен как эквивалент приведенного суммарного зазора к торцам ремизки.

Для определения ошибок положения и перемещения звеньев механизмов можно использовать различные методы, такие как дифференциальный метод, геометрический метод, метод планов малых перемещений и др., разработанные Н. Г. Бруевичем [2], С. Т. Цукерманом [4] и др., применение которых связано с графическими построениями, либо с получением достаточно объемных расчетно-аналитических выражений. Вместе с тем для оценки влияния зазоров МРД на перекосы ремизки можно использовать менее точные методы, которые позволяют установить наличие значимого влияния зазоров в цепях передачи движения к торцам ремизки. Поскольку зазоры в кинематических парах сопрягаемых звеньев зависят от допусков изготовления элементов пары, значения которых по существу являются случайными, в рамках поставленной задачи применимы методы, основанные на принципах математической статистики, в частности на методе, предложенном в работе [3].

Известно, что распределение зазоров в пределах допуска обычно характеризуется кривыми нормального распределения (кривые Гаусса). В то же время вид закона распределения не зависит от закона перемещения $s(x, y)$ ведущего звена, но параметры распределения — математические ожидания $M(y_{л})$, $M(y_{п})$ и дисперсии $D(y_{л})$, $D(y_{п})$ — являются функциями $s(x, y)$.

Мертвый ход ΔS на выходном звене ремизки кинематической цепи, возникающий вследствие зазоров между соответствующими рабочими поверхностями кинематических пар звеньев, рассчитывается по мертвым ходам Δq_i звеньев, составляющих цепь передачи, по формуле, являющейся линейной функцией первичных ошибок Δq_i :

$$\Delta S = \sum_{i=1}^n \Delta q_{i \text{ вх}} \eta'_{i, n}. \quad (1)$$

В формуле (1) $\Delta q_{i \text{ вх}}$ — мертвый ход i -го звена, являющийся первичной ошибкой и определяемый зазором в кинематической паре сопряженных звеньев; $\eta'_{i, n}$ — передаточное отношение первого порядка i -го входного параметра и выходного параметра соответственно ведущего и ведомого звеньев, является частной производной $\partial s(x, y)/\partial q_{i \text{ вх}}$.

При проектировании механизма для зазоров, определяющих величину мертвого хода, известны только допуски IT элементов кинематических пар и, следовательно, в расчете мертвого хода они должны рассматриваться как случайные величины, а $q_{i \text{ вх}}$ — как соответствующие функции случайных величин.

Практически предельное значение ΔS кинематической цепи для левого $T_{л}$ и правого $T_{п}$ торцов ремизки можно определить по формуле

$$\Delta S_{(п/л)} = \sum_{i=1}^n M(q_{i \text{ вх}}) \eta'_{i, n} + 2 \sqrt{\sum_{i=1}^n D(q_{i \text{ вх}}) (\eta'_{i, n})^2}. \quad (2)$$

Математическое ожидание $M(q_{i \text{ вх}})$ и дисперсия $D(q_{i \text{ вх}})$ линейных размеров рассчитываются по их допускам с помощью коэффициентов относительной асимметрии (α) и относительного рассеяния (K) по формулам:

$$M(z) = T_{ср} + \alpha \cdot IT; \quad D(z) = \left(\frac{K \cdot IT}{6} \right)^2, \quad (3)$$

где $T_{ср}$ — среднее поле допуска; IT — допуск на размер элементов, образующих кинематическую пару.

Для среднесерийного производства при средних условиях обработки и неизношенном оборудовании принято $\alpha = 0,12$, $K = 1,35$ — обработка методом автоматического получения размеров.

Первую передаточную функцию будем определять с использованием уравнений геометрической связи между координатами входного и выходного звеньев в кинематических цепях, участвующих в передаче движения к левому и правому торцам ремизки и образующих четырехзвенные механизмы: к левой стороне — участком DE звена 2, звеном EO_3 и звеньями O_3H , HK ; к правой стороне — звеном $DEFG$, звеном FO_4 и звеньями GO_5 , O_5L и LM . При расчете привод ЗОМ условно представлен звеном O_2C , соединенным тягой 1 с подремизной тягой 2, у которого параметры шарнира O_2 (диаметр и допуск) соответствуют параметрам оси поворота выходного рычага силового привода.

Для левой стороны ремизки мертвый ход $\Delta S_{л}$ определяется допусками шарниров D , E , O_3 , H и K , принадлежащих сопрягаемым звеньям DE - EO_3 и четырехзвенника O_3HK .

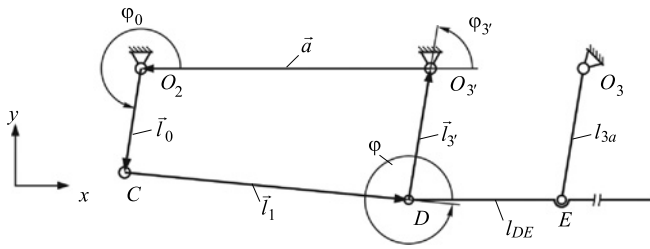


Рис. 2. Нижняя часть кинематической схемы МРД ткацкой машины СТБ

Значение мертвого хода Δq_D в шарнире D (первичной ошибки МРД) примем равным значению, получаемому при рассмотрении четырехзвенника O_2CDO_3 (рис. 2), где O_3D — ведомое звено, условно вводимое при расчете, длина и положение неподвижной оси O_3 , которого выбираются из условия сохранения характера движения звена 2 (см. рис. 1): координаты y осей вращения O_3 и O_3 равны: $O_3D = EO_3$ и $O_3O_3 = DE$, где шарнир O_3 является виртуальной кинематической парой.

Уравнение геометрической связи между координатами φ_0 звена O_2C и φ_3 виртуального звена O_3D получим в виде функции, связывающей в неявном виде параметры положения φ_0 ведущего и φ_3 ведомого звеньев, т. е. $\Phi(\varphi_0, \varphi_3) = 0$ методом замкнутого векторного контура $\vec{l}_0 + \vec{l}_1 + \vec{l}_3 - \vec{a} = 0$ для четырехзвенника $O_2CD O_3$, показанного на рис. 2.

Передаточная функция цепи звеньев, образующих четырехзвенник O_2DEO_3 , определяется по формуле

$$\eta'_{0,3} = - \frac{\partial \Phi(\varphi_0, \varphi_3) / \partial \varphi_0}{\partial \Phi(\varphi_0, \varphi_3) / \partial \varphi_3}, \quad (4)$$

где числитель — частная производная, представляющая функцию положения φ_0 ведущего звена O_2C , а знаменатель — частная производная, представляющая функцию φ_3 положения ведомого звена DO_3 . Функция их геометрической связи имеет вид:

$$\Phi(\varphi_0, \varphi_3) = A(\varphi_0)\cos\varphi_3 + B(\varphi_0)\sin\varphi_3 + C(\varphi_3), \quad (5)$$

где $A(\varphi_0) = 2al_3 - 2l_0l_3\cos\varphi_0$, $B(\varphi_0) = -2l_0l_3\sin\varphi_0$, $C(\varphi_0) = l_0^2 + l_3^2 - l_1^2 + a^2 + 2al_0\cos\varphi_0$.

Функцию φ_3 положения ведомого звена DO_3 можно определить по известной зависимости [1]:

$$\varphi_3 = \arccos \frac{l_1^2 + l_3^2 - a^2 - l_0^2 + 2al_0\cos\varphi_0}{2l_3\sqrt{a^2 + l_0^2 - 2al_0\cos\varphi_0}} + \arctg \frac{-l_0\sin\varphi_0}{-l_0\cos\varphi_0 + a}.$$

Последовательно дифференцируя функцию (5) по φ_0 и φ_3 , получим искомую передаточную функцию по формуле (4):

$$\eta'_{0,3} = - \frac{\partial \Phi(\varphi_0, \varphi_3) / \partial \varphi_0}{\partial \Phi(\varphi_0, \varphi_3) / \partial \varphi_3} = \frac{l_0[l_3\sin(\varphi_0 + \varphi_3) - a\sin\varphi_0]}{l_3[l_0\sin(\varphi_0 + \varphi_3) + a\sin\varphi_3]}.$$

Значение передаточной функции $\eta'_{3,3a}$ четырехзвенника O_3DEO_3 будем определять по аналогичной методике.

Для четырехзвенника O_3HK (см. рис. 1), в котором шарнир K принадлежит ремизке II , функция $\Phi(\varphi_{3b}, y_H) = 0$, связывающая в неявном виде параметры положения φ_{3b} плеча O_3H и y_K крючка δ ремизки, можно получить, рассматривая геометрический контур механизма в виде замкнутого векторного контура $\vec{y}_K + \vec{l}_{3b} + \vec{l}_6 + \vec{d} = 0$ (рис. 3).

Функция, связывающая в неявном виде параметры положения φ_{3b} и y_K запишется в виде:

$$\Phi(\varphi_{3b}, y_K) = y_K^2 + D(\varphi_{3b})y_K + E(\varphi_{3b}) = 0,$$

где $D(\varphi_{3b}) = -2l_{3b}\sin\varphi_{3b}$; $E(\varphi_{3b}) = l_{3b}^2 - l_6^2 + d^2 - 2dl_{3b}\cos\varphi_{3b}$; φ_{3b} — функция положения ведущего звена $3b$; y_K — функция положения выходного звена $\delta-II$ (крючок—ремизка, см. рис. 1), рассчитывается по формуле

$$y_K = l_{3b}\cos\varphi_{3b} + l_6 \sqrt{1 - \left(\frac{l_{3b}\sin\varphi_{3b} + d}{l_6} \right)^2}.$$

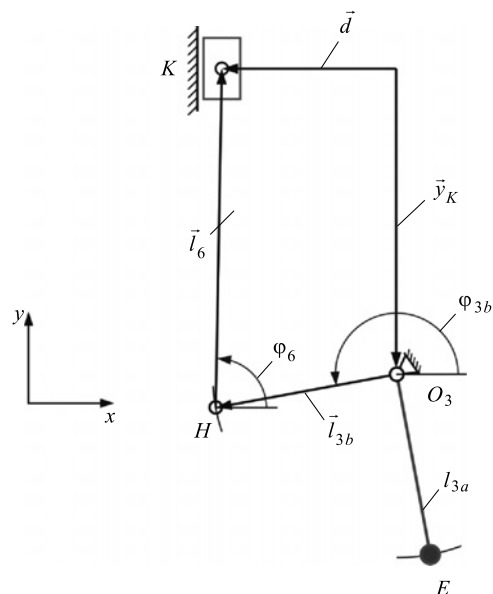


Рис. 3. Замкнутый векторный контур для расчета передаточной функции четырехзвенника O_3HK (см. рис. 1)

Параметр	Кинематическая пара				
	O_2	C	D, E, F, G	O_3, O_4, O_5	H, K, L, M
Диаметр соединения, мм	∅16	∅14	∅12	∅36	∅14
Посадка	$H9/h9$	$H9/k7$	$H9/k7$	$H9/f9$	$H9/k7$
Допуск на отверстие, мкм	43/0		+43/0	+62/0	+43/0
Допуск на ось, мкм	0/-43		+19/+1	-25/-87	+19/+1
Допуск посадки, мкм	43 + 43 = 86		43 + 18 = 61	62 + 62 = 124	43 + 18 = 61

Передаточная функция коромыслово-ползунного механизма определяется по формуле $\eta'_{3b, K} = -\frac{\partial\Phi(\varphi_{3b}, y_K)/\partial\varphi_{3b}}{\partial\Phi(\varphi_{3b}, y_K)/\partial y_K}$, которая после последовательного дифференцирования по $\partial\varphi_{3b}$ и ∂y_K имеет вид:

$$\eta'_{3b, K} = -\frac{l_{3b}(d\sin\varphi_{3b} - y_K\cos\varphi_{3b})}{1 - l_{3b}\sin\varphi_{3b}}$$

Выполняя аналогичные действия для групп звеньев в передаче к правой стороне ремизки, получим выражения для передаточных функций $\eta'_{3a, 4}$, $\eta'_{4, 5a}$ и $\eta'_{5b, M}$, где $\eta'_{3a, 4} = \eta'_{4, 5a} = 1$ ввиду

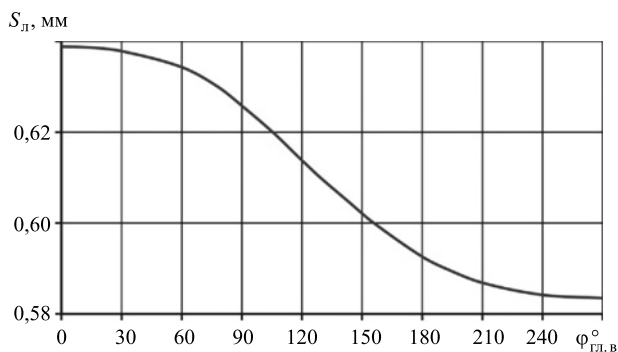


Рис. 4. Изменение приведенного суммарного зазора к левому торцу ремизки

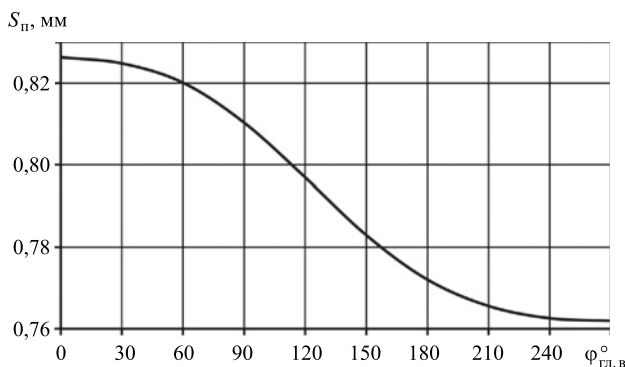


Рис. 5. Изменение приведенного суммарного зазора к правому торцу ремизки

равенства длин звеньев $3a$, 4 и $5a$ (см. рис. 1) и $\eta'_{3b, H} = \eta'_{5b, M}$ ввиду одинаковой геометрии четырехзвенников O_3HK и O_5LM .

Практическое использование изложенного выше подхода к оценке перекоса ведомого звена ремизки покажем на примере МРД ткацкой машины СТБ-190. Размеры шарниров кинематических пар цепи звеньев МРД и допуски на изготовление элементов кинематических пар приведены в таблице.

Поскольку кинематическая пара — это сопряжение двух элементов, расчет $M(z)$ и $D(z)$ по формулам (3) проводим по допуску посадки и ее среднему полю.

Изменение суммарных зазоров к левому и правому торцам ремизки, рассчитанных по зависимости (2), для допусков кинематических пар, приведенных в таблице, показаны на рис. 4 и 5 соответственно. Максимальные значения суммарных зазоров к торцам ремизки составляют: $S_{П} = 0,639$ мм, $S_{П} = 0,826$ мм; $\Delta(S_{П} - S_{П}) = 0,187$ мм.

Выводы

Разработана методика определения перекосов ведомых звеньев многозвенных механизмов технологических машин, которая показана на примере МРД ткацких машин. Практическим результатом предложенной методики является возможность выполнения необходимой регулировки шарнирно-рычажной системы многозвенного механизма, чтобы свести к минимуму перекосы ведомого звена-ремизки, а также обоснованно определить допуски и посадки кинематических пар при модернизации существующих или разработке новых механизмов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Аргоболевский И. И.** Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1975. 639 с.
2. **Бруевич Н. Г.** Точность механизмов. М.—Л.: Гостехиздат, 1946. 332 с.
3. **Расчет точности машин и приборов / В. П. Булатов, И. Г. Фридендер, А. П. Баталов и др.** Под общ. ред. В. П. Булатова и И. Г. Фридендера. СПб.: Политехника, 1993. 493 с.
4. **Цукерман С. Т.** Точные механизмы. М.: Оборонгиз, 1941. 303 с.

С. А. РУСАНОВСКИЙ, М. П. ХУДЯКОВ, канд. техн. наук [Северный (Арктический) федеральный ун-т]
e-mail: s.rusanovskiy@narfu.ru, m.khudyakov@narfu.ru, stanvyz@mail.ru

Проектирование технологических комплексов. Часть 2. Применение методики для нестационарных технологических комплексов

Разработана методика проектирования нестационарных технологических комплексов (НТК). На основании общей математической модели технологических комплексов получены частные модели составляющих НТК и, в частности, для стапельной обработки разделок под сварку в корпусных конструкциях подводного кораблестроения.

Ключевые слова: нестационарные технологические комплексы, разделка под сварку, математическая модель, методика проектирования.

A methodology for the design of non-stationary technological complexes (NSTC) is developed. On the basis of the general mathematical model of technological complexes, particular models of the components of the NSTC and, in particular, for slipway processing of cuts for welding in hull structures of underwater shipbuilding, are obtained.

Keywords: non-stationary technological complexes, cutting for welding, mathematical model, design technique.

В статье [1] рассмотрена общая функциональная схема методики проектирования технологических комплексов (ТК), предназначенных, в частности, для разделки под сварку элементов конструкций в корпусах глубоководных объектов кораблестроения. Также представлено обобщенное формализованное представление методики в виде математической модели, объединяющей описание обрабатываемого изделия и отдельных компонентов ТК, служащих основанием конкретного проектного решения.

Для механической обработки в условиях стапеля использование и стандартного, и специального стационарного металлорежущего оборудования невозможно, а применение классических мобильных станков малоэффективно ввиду их низких жесткости и виброустойчивости. Поэтому рассматривается применение нестационарных технологических комплексов (НТК) на базе оборудования с параллельной кинематикой, оптимизированных для обработки сложных поверхностей корпуса корабля [2].

Благодаря модульной структуре методики процесс проектирования ТК можно начинать с любого его компонента и, последовательно понижая неоп-

ределенность, двигаться к законченному проектному решению. Исходными данными для формирования математической модели проектируемого ТК являются вид и параметры обрабатываемых поверхностей.

Рассмотрим применение предлагаемой методики, начиная с формирования частной модели оборудования, что соответствует блоку А5, подробно блоки рассмотрены в работе [1].

При проработке эскизных вариантов ТК для разделки под сварку выбран мобильный станок с параллельной кинематикой на вращающейся базе (рис. 1). При выборе компоновки [3, 4] использовали следующие проектные процедуры, т. е. информационные потоки диаграммы (их номера в скобках), перечисленные в работе [1]: экспертная оценка вариантов (5) по критериям выбора исполнения ТК (4-1) с использованием нормативной и справочной документации (11) по выбору кинематики ТК (16-4) на базе типовых решений (19).

Модель НТК для выбранного станка будет иметь вид:

$$[A_H][A_C][V_C] = [V_T] = [A_T]^{-1}[I],$$

где $[V_C]$ и $[I]$ — векторы координат характерных точек соответственно исполнительного органа станка и обрабатываемой поверхности; $[V_T]$ — век-

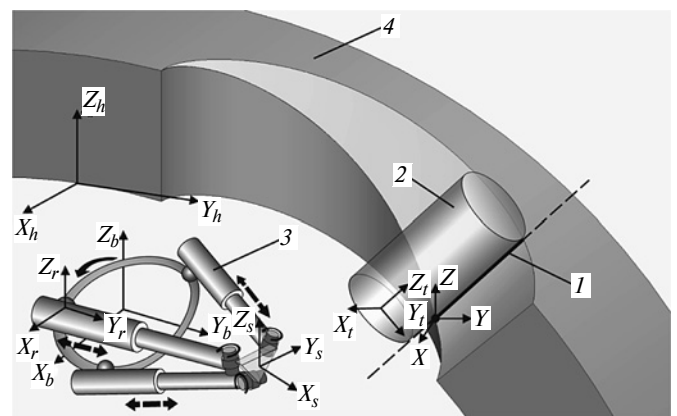


Рис. 1. Составляющие НТК с координатной привязкой:

1 — образующая обрабатываемой поверхности, совпадающая с производящей линией инструмента; 2 — инструментальная поверхность цилиндрической фрезы; 3 — станок с параллельной кинематикой на вращающейся базе; 4 — заготовка

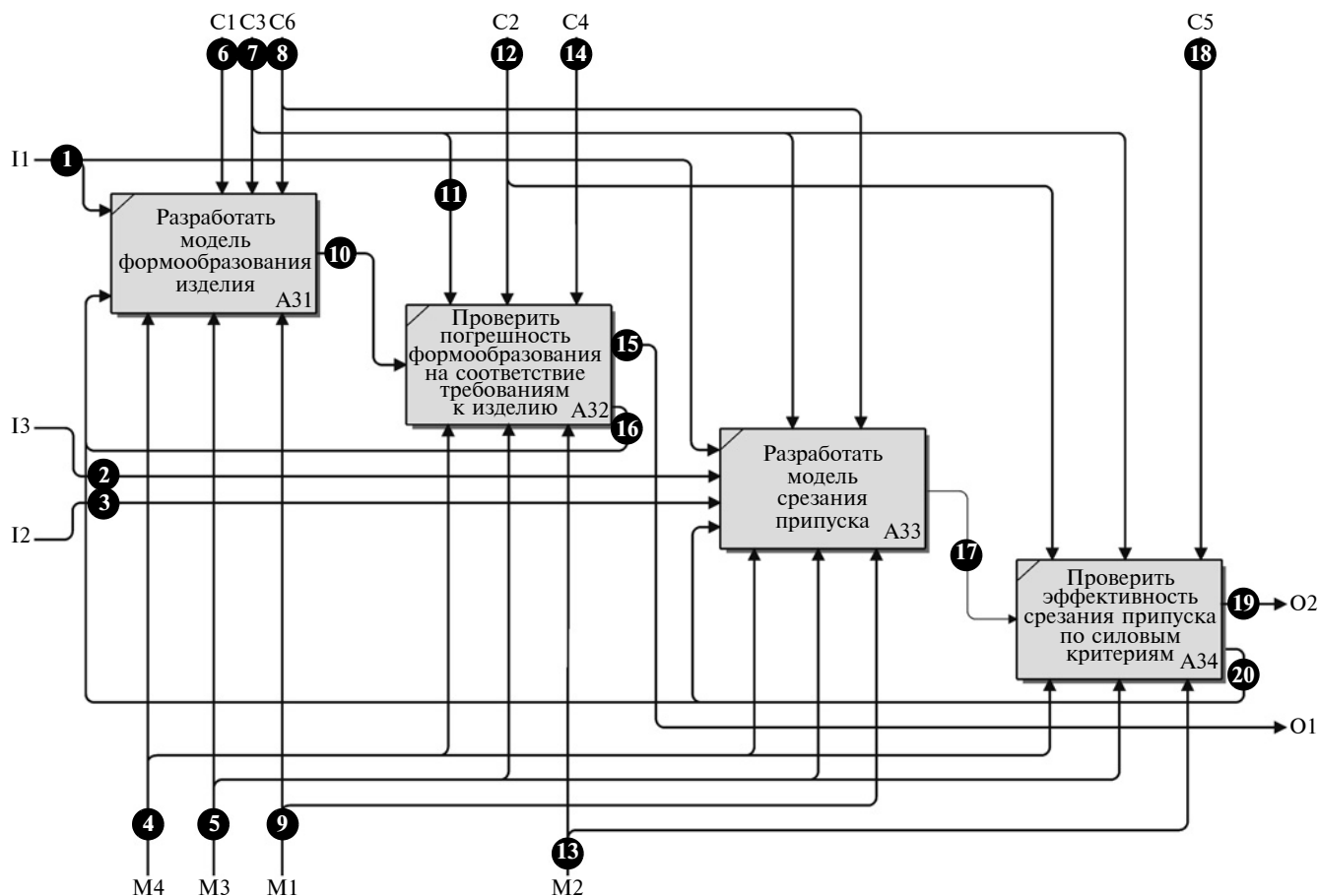


Рис. 2. Декомпозированный блок А3 IDEF0-диаграммы проектирования НТК

тор координат характерных точек инструмента, рассмотренный в работе [1]; $[A_T]^{-1}$ — обратная матрица преобразований характерных точек из системы координат инструмента в систему координат обрабатываемой поверхности; $[A_C] = [A_B][A_R][A_S]$ — матрица преобразований характерных точек из системы координат станка в систему координат инструмента; $[A_S]$ — матрица преобразований характерных точек из системы координат суппорта станка в

систему координат инструмента; $[A_R] = \begin{Bmatrix} [A_{R1}] \\ [A_{R2}] \\ [A_{R3}] \end{Bmatrix}$ —

матрица параллельно связанных преобразований характерных точек из системы координат опор станка в систему координат суппорта; $[A_B]$ — матрица преобразований характерных точек из системы координат базы станка в систему координат опор станка; $[A_H]$ — матрица преобразований характерных точек из системы координат изделия (обрабатываемого корпуса) в систему координат базы станка.

Аналогично рассмотренной процедуре и в соответствии с декомпозицией функциональной модели можно выполнить декомпозицию каждого компонента ТК в соответствии с ее функциональной структурой.

Рассмотрим декомпозицию блока А3 диаграммы проектирования НТК в контексте конкретной задачи — разделка кромки отверстия под сварку (рис. 2):

А31 — разработка модели формообразования изделия;

А32 — проверка погрешности формообразования;

А33 — разработка модели срезания припуска;

А34 — проверка эффективности срезания припуска по силовым показателям.

Информационные потоки диаграммы А3:

1 — математическая модель изделия (математическое описание обрабатываемой поверхности изделия в унифицированном виде);

2 — свойства материала изделия (показатели: прочность, обрабатываемость, структура и т. д.);

3 — математическая модель припуска (математическое описание припуска в унифицированном виде);

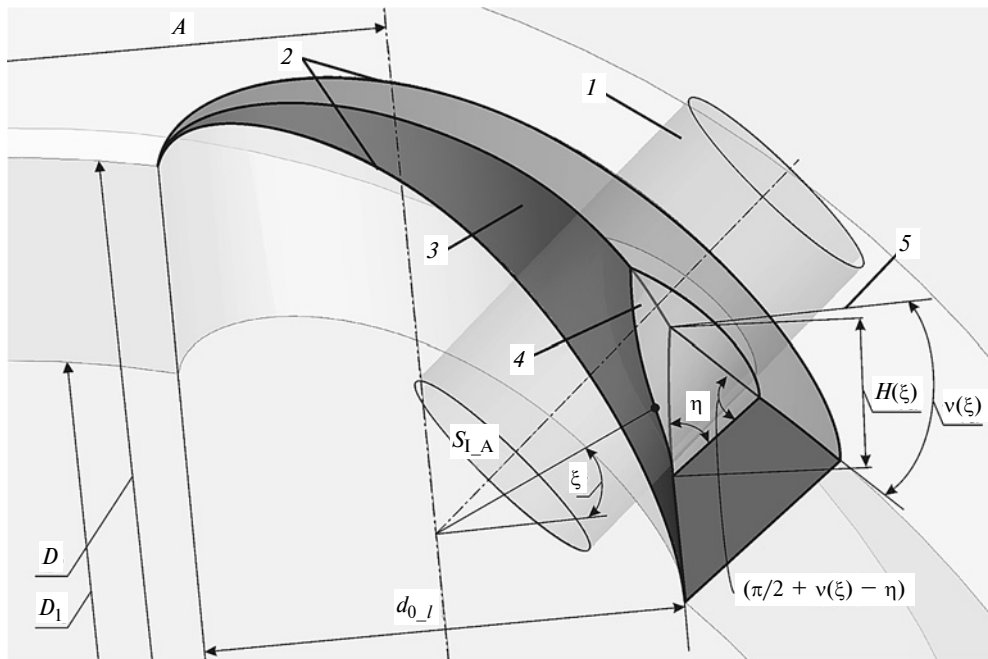


Рис. 3. Составляющие процесса фрезерования и параметры срезаемого слоя:

1 — фреза; 2 — направляющие кромки получаемой поверхности; 3 — срезаемый припуск; 4 — поверхность резания; 5 — нормаль к оси отверстия

4 — средства САПР (универсальные и специализированные);

5 — проектант (исполнитель проектирования ТК);

6 — техническая характеристика ТК;

7 — нормативно-техническая и справочная документация (ГОСТ, РД, СНИП, СТП и т. п.);

8 — база типовых решений (каталоги, справочники, имеющееся оборудование и т. д.);

9 — математический аппарат (существующее множество математических инструментов, методов и правил проектирования);

10 — модель формообразования изделия;

11 — допустимые отклонения, определяемые НТД;

12 — ограничения, определяемые заказчиком (стоимость, размеры, управление и др.);

13 — эксперты (сотрудники с компетенциями по определенному этапу проектирования);

14 — критерии качества формообразования;

15 — верифицированная модель формообразования (проверенная на соответствие требованиям к изделию);

16 — уточнение модели;

17 — модель срезания припуска;

18 — критерии качества резания;

19 — верифицированная модель срезания припуска (проверенная по определенным критериям);

20 — уточнение модели.

Модель инструмента рассмотрена в работе [1], для инструмента с цилиндрической рабочей поверхностью формула выглядит следующим образом:

$$[V_T] = \begin{bmatrix} d/2 \\ d/2 \\ z_0 \\ 1 \end{bmatrix},$$

где d — диаметр фрезы; z_0 — задаваемое постоянное выступание рабочей части фрезы за кромку обрабатываемой поверхности вдоль оси OZ_T фрезы.

Погрешность формообразования определяет величина h гребня, который образуется на обрабатываемой поверхности при движении инструмента вдоль ее образующей при подаче S :

$$h = d_0(1 - \cos\varphi_j)/2,$$

где $\varphi_j = \arcsin(S/(kd_0))$ — угол поворота j -го режущего лезвия фрезы при ее вращении вокруг своей оси; d_0 — диаметр фрезы; k — число режущих лезвий.

Для разделки (рис. 3) характерными являются сечение срезаемого слоя вдоль образующей отверстия и нестандартная ориентация срезаемого слоя, что вызывает значительную неравномерность распределения нагрузок на НТК.

В данном случае максимальные нагрузки на составляющие НТК будут возникать при максимальных значениях глубины и ширины резания.

Сечение срезаемого слоя представляет собой криволинейную пирамиду. Положение ведущего ребра пирамиды на наружной поверхности корпуса в его собственной системе координат в матричном виде можно выразить следующим образом:

$$V_H(\xi) = \Pi \begin{bmatrix} x_0 + \frac{d_0}{2} \sin \xi \\ A + \frac{d_0}{2} \cos \xi \\ \sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - \left(A + \frac{d_0}{2} \cos \xi\right)^2} \\ 1 \end{bmatrix}. \quad (1)$$

Здесь Π — импульсная функция:

$$\Pi = \begin{cases} 0, & \text{если } \tau < 0; \\ 0, & \text{если } \tau > 1; \\ 1, & \text{если } 0 \leq \tau \leq 1, \end{cases}$$

$\tau = \xi/\pi$ — нормированный параметр положения фрезы вдоль кромки обрабатываемого отверстия; ξ — угловой параметр положения фрезы вдоль кромки обрабатываемого отверстия.

В каждом радиальном сечении площадь срезаемого слоя изменяется по закону:

$$F(\xi) = \frac{H^2(\xi) \sin\left(\frac{\pi}{2} - v(\xi)\right) \sin \eta}{2 \sin\left(\frac{\pi}{2} + v(\xi) - \eta\right)},$$

где $H(\xi)$ — высота грани срезаемого слоя, ориентированной параллельно оси обрабатываемого отверстия:

$$H(\xi) = \frac{(D - D_1) \cos\left(\frac{\pi}{2} - v(\xi)\right)}{2 \cos v(\xi)};$$

$v(\xi)$ — переменный угол наклона касательной к наружной поверхности корпуса в радиальном направлении относительно оси обрабатываемого отверстия; η — постоянный угол разделки в осевом направлении относительно оси обрабатываемого отверстия; D — наружный диаметр корпуса; D_1 — внутренний диаметр корпуса.

Силу резания в каждом радиальном сечении срезаемого слоя можно определить через площадь его поперечного сечения:

$$P(\xi) = k_P F(\xi),$$

где k_P — удельная сила резания, затрачиваемая на срезание слоя обрабатываемого материала площадью 1 мм^2 .

Выражение для проекций силы резания на координатные оси обрабатываемого изделия можно представить в виде:

$$P(\xi, \eta) = \begin{bmatrix} P(\xi) \cos \eta \sin \xi \\ P(\xi) \cos \eta \\ P(\xi) \sin \eta \\ 0 \end{bmatrix}.$$

Каждому частному решению уравнения соответствует точка приложения усилия на поверхности и значения компонентов этого вектора усилия по координатным осям. Значениям компонент данного усилия в данной точке соответствует взаимное положение элементов конструкции станка. Станку в этом положении можно соотнести значения податливости по каждому координатному направлению в определенной точке. Соответственно, умножая усилие в определенной точке на податливость элементов станка, получим деформации станка при обработке в данной точке.

Для рассматриваемого варианта кинематики НТК (с осевой симметрией) в статике имеет смысл рассматривать только максимальные значения компонент усилия.

Таким образом, разработана унифицированная матричная модель, объединяющая в однородных координатах обрабатываемую поверхность и параметры срезаемого слоя, что позволяет получать геометрические и силовые решения относительно любого компонента ТК.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Русановский С. А., Худяков М. П., Климов Ю. В.** Проектирование технологических комплексов. Ч. 1. Разработка методики проектирования // Вестник машиностроения. 2020. № 7. С. 32–34.
2. **Моделирование** формообразования кромок отверстий в корпусах объектов подводного кораблестроения / С. А. Русановский, М. П. Худяков, Н. И. Черенков // Вестник ГУ морского и речного флота им. С. О. Макарова. 2018. Т. 10, № 5. С. 993–1003.
3. **Кузнецов Ю. Н., Дмитриев Д. А., Диневич Г. Е.** Компоновки станков с механизмами параллельной структуры / Под ред. Ю. Н. Кузнецова. Херсон: ПП Вишешмирський В. С., 2010. 471 с.
4. **Аверьянов О. И.** Модульный принцип построения станков с ЧПУ. М.: Машиностроение, 1987. 232 с.
5. **Справочник** технолога-машиностроителя / Под ред. А. М. Дальского, А. Г. Косиловой, Р. К. Мещерякова, А. Г. Сулова. Т. 1. М.: Машиностроение-1, 2001. 912 с.
6. **Общемашиностроительные** нормативы режимов резания. Справочник / А. Д. Локтев, Ф. Гушин, Б. Н. Балашов и др. Т. 2. М.: Машиностроение, 1991. 304 с.

А. И. ЯМАНИН, д-р техн. наук (Ярославский ГТУ), e-mail: a_yam@mail.ru

Вибродинамические параметры двигателей с альтернативными рабочими процессами

Рассмотрены вибродинамические параметры шеститактных двигателей с впрыском воды в цилиндры и двигателей с отключением цилиндров. В обоих случаях установлено ухудшение равномерности хода и крутящего момента, снижение нагруженности шеек и подшипников коленчатого вала, а также низкочастотной вибрации. Высокочастотная вибрация также ухудшается, но менее значительно.

Ключевые слова: шеститактный двигатель, отключение цилиндров, равномерность хода и крутящего момента, нагрузка на шейки и подшипники коленчатого вала, среднее квадратичное значение, виброскорость опор.

The vibrodynamic parameters of six-stroke engines with water injection into cylinders and engines with cylinder shutdown are considered. In both cases, a deterioration in the uniformity of stroke and torque, a decrease in the loading of the necks and bearings of the crankshaft, as well as low-frequency vibration, were found. High-frequency vibration also worsens, but less significantly.

Keywords: six-stroke engine, cylinder shutdown, uniformity of stroke and torque, load on the necks and bearings of the crankshaft, mean square value, vibration speed of bearings.

В последние годы обсуждается целесообразность внедрения двигателей с альтернативными рабочими процессами и способами управления мощностью: двигатели с отключением части цилиндров [1]; двигатели с пропуском вспышек [2]; шеститактные двигатели Б. Кроуэра с впрыском воды в цилиндры и последующим расширением водяного пара [3]; пятитактные двигатели с продолженным расширением [4], так называемые Z-двигатели [5], и т. д. Эти процессы легко осуществимы в традиционных конструкциях двигателей с кривошипно-шатунным механизмом, например, ряд фирм внедрили в серийное производство отключение цилиндров. Значительно больше конструкций имеют нетрадиционные преобразующие механизмы, реализующие задержку поршня в верхней мертвой точке при вспышке топлива, регулирование рабочего объема и степени сжатия [6] и т. д. Реализация этих мероприятий направлена, главным образом, на существенное снижение эксплуатационного и удельного расходов топлива (в том числе, при малых нагрузках и на холостом ходу), выбросов токсических веществ с отработавшими газами и пр. В приведенных и других литературных источниках об-

суждаются именно эти вопросы. Не менее важными являются и вибродинамические характеристики двигателей — нагрузки на шейки и подшипники коленчатого вала (КВ), равномерности хода и крутящего момента, низко- и высокочастотная вибрации, которые практически не рассматривались применительно к названным конструкциям.

В связи с этим предпринят анализ вибродинамических характеристик двигателей с отключением цилиндров и шеститактных двигателей с впрыском воды в цилиндры. Характеристики пятитактных двигателей с продолженным расширением рассмотрены в работе [7]. Показано, что при реализации пятитактного цикла в двигателе (продолженное расширение в двух средних цилиндрах) высокочастотные вибрации не увеличиваются даже при форсировании двигателя для обеспечения той же мощности, что и у четырехтактного двигателя. В двух других случаях сравнивали двигатели с измененным процессом и с традиционным циклом работы. Исследовали: равномерности крутящего момента и хода двигателей по общепринятой методике [8]; низкочастотную вибрацию динамическим моделированием твердотельных моделей в приложении Autodesk Inventor Professional; высокочастотную вибрацию методом конечных элементов в программе Ansys/LS-Dyna.

Динамические характеристики двигателей с отключенными цилиндрами рассчитывали по значениям суммарного и среднего крутящих моментов, неравномерности крутящего момента и хода при разном числе отключенных цилиндров. При этом цилиндры, в которых продолжались вспышки топлива, работали на режимах с наименьшим удельным расходом топлива. Для сравнения на тех же скоростных и нагрузочных режимах определяли динамические характеристики полноразмерного двигателя, т. е. со всеми цилиндрами, работающими на частичных скоростных и нагрузочных режимах. Для этого расчетом получали соответствующие индикаторные диаграммы, основанные на равенстве циклов работ двигателя с отключенными цилиндрами и полноразмерного двигателя [9]. Считалось, что в отключенных цилиндрах газообмен прекращается, а на их поршни действуют только силы инерции поступательно движущихся масс. Динамические расчеты проводили для двигателей 12ЧН14/14 и 4ЧН10,5/12,7 при отключении до половины их цилиндров (с соответствующим уменьшением мощности) во всем диапазоне частот вращения КВ. Установлено, что при этом в широких

пределах изменяются неравномерности крутящего момента δ_M и хода δ_ω , которые определяли по формулам:

$$\delta_M = M_{\max}/M_{\text{ср}}; \quad \delta_\omega = A_{\text{изб}}/J\omega_{\text{ср}}^2,$$

где M_{\max} , $M_{\text{ср}}$ — максимальный и средний крутящие моменты; $A_{\text{изб}}$ — избыточная работа крутящего момента; J — момент инерции двигателя; $\omega_{\text{ср}}$ — средняя угловая скорость вала.

В табл. 1 приведены отношения неравномерностей крутящих моментов двигателя с отключенными цилиндрами $(\delta_M)_z$ к двигателю без отключения цилиндров $(\delta_M)_0$. Индекс 0 соответствует полноразмерному двигателю, индекс z — двигателю с отключенными цилиндрами.

Из табл. 1 видно, что значения δ_M , как и значения δ_ω , по-разному изменяются при отключении разного числа цилиндров. Благоприятным является отключение половины цилиндров, что несколько расходится с данными работы [10], в которой предпочтительным считается отключение трех цилиндров в 12-цилиндровом двигателе. Отметим, что наибольшее увеличение δ_M и δ_ω наблюдается на малых скоростных и нагрузочных режимах, т. е. для которых и предназначено отключение цилиндров.

При реализации шеститактного рабочего цикла равномерности крутящего момента и хода также уменьшаются для исследованных двигателей с разными числами цилиндров и схемами КВ. Расчеты проводили для режима номинальной мощности в предположении, что в шеститактных двигателях реализуется рабочий процесс, описанный в работе [11]. Для рядных (Р) и V-образных (V) шести- и четырехтактных двигателей при разном числе цилиндров получены следующие значения отношения $(\delta_M)_z/(\delta_M)_0$: 1,37÷1,41 для 4Р; 1,10÷1,38 для 6Р и 6V; 1,29÷1,67 для 8V; 1,61÷2,0 для 12V.

Увеличение неравномерностей крутящего момента и хода шеститактных двигателей объясняется тем, что при традиционных для них числах цилиндров, схемах КВ и углах развала цилиндров нарушается равномерность чередования ходов, при которых происходит расширение газов и водяного пара, что при традиционных схемах КВ часто происходит одновременно (рис. 1). У 4-цилиндровых шеститактных двигателей с плоским валом гармо-

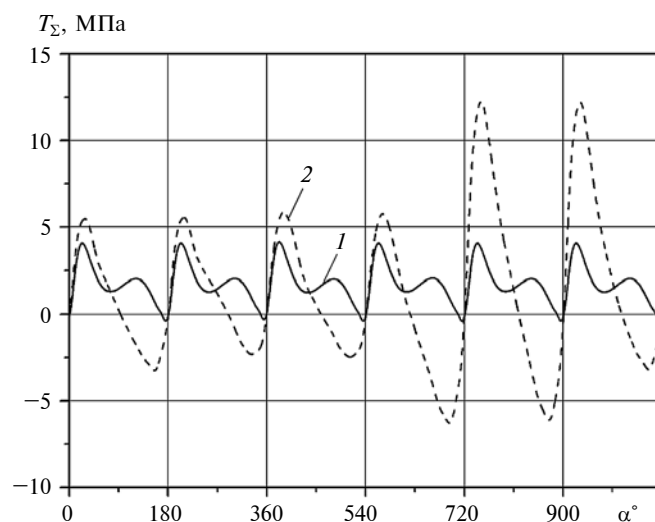


Рис. 1. Суммарная тангенциальная сила четырехтактного (1) и шеститактного (2) двигателей 4ЧН10,5/12,7 с плоским валом

ника основного тона крутящего момента приблизительно в 1,4 раза больше, чем у четырехтактных двигателей. Отметим, что равномерность чередования таких ходов в шеститактных двигателях в ряде случаев лучше по сравнению с четырехтактными двигателями с такими же схемами КВ (например, в 6-цилиндровых V-образных двигателях с углом развала цилиндров 90° и трехкривошипным валом с равномерным расположением кривошипов). Для большей равномерности крутящего момента и хода шеститактных двигателей необходимо разработать специальные схемы их КВ.

У обоих рассматриваемых двигателей заметно изменяются нагрузки на коренные шейки и подшипники КВ, а у шеститактных двигателей также и на шатунные шейки и подшипники. Кроме нагрузок изменяется вид векторных диаграмм: у двигателей с отключенными цилиндрами возрастают максимальные мгновенные нагрузки (рис. 2, а), у шеститактных двигателей (по сравнению с четырехтактными) при этом увеличиваются и их средние значения (рис. 2, б): на шатунные шейки и подшипники в пределах 10÷18 %; увеличение средних нагрузок на коренные шейки и подшипники для двигателей с разными схемами КВ и углами развала цилиндров в среднем составило: 22÷32 % при 4 цилиндрах; 8÷38 % при 8 цилиндрах; 12÷22 при 12 цилиндрах.

Низкочастотную вибрацию двигателей рассматривали в среде динамического моделирования в программе Autodesk Inventor Professional. Определяли средние квадратичные значения (СКЗ) виброскоростей V_z опорных лап двигателей с отключенными цилиндрами; соответствующие скорости V_0 полноразмерного двигателя, работающего на режиме внешней скоростной характеристики, принимались за единицу. При сравнении СКЗ виброскоростей, соответствующих разным частотам

Таблица 1
Значения отношения $(\delta_M)_z/(\delta_M)_0$ двигателя 12ЧН14/14 при разной частоте вращения КВ

n , мин ⁻¹	Число Z отключенных цилиндров			
	0	1	4	6
1000	1	1,40	2,50	1,91
1300	1	1,48	2,80	2,01
1600	1	1,69	3,49	3,10
1900	1	2,01	6,41	4,52

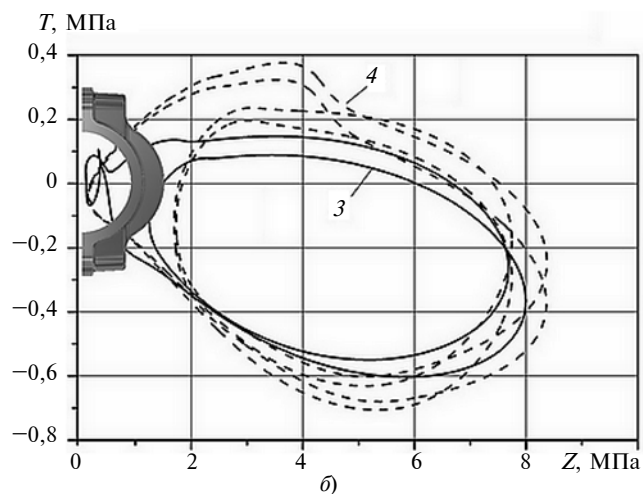
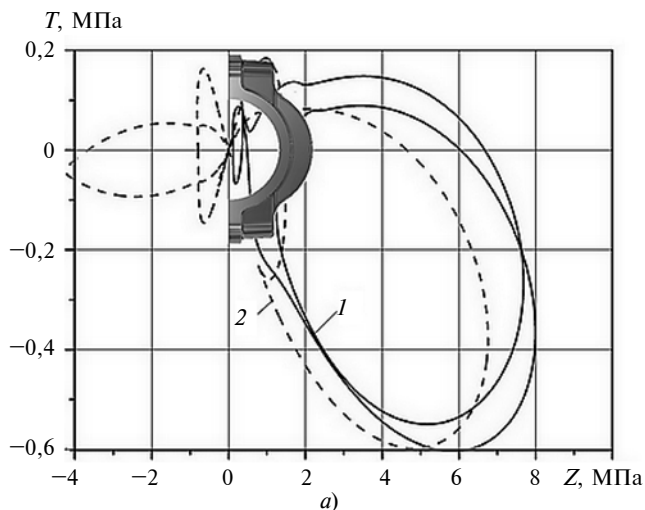


Рис. 2. Векторные диаграммы нагрузок на коренной подшипник между первым и вторым кривошипами двигателя 4ЧН10,5/12,7 при работе:

а — всех цилиндров (1) и отключения двух средних цилиндров (2); б — по четырехтактному (3) и шеститактному (4) циклам

вращения вала (табл. 2), наблюдается заметное повышение низкочастотной вибрации при малых частотах вращения и нагрузках, т. е. на тех режимах, для которых и рекомендуется отключение части цилиндров. Возможно, что это потребует применения в двигателе адаптивных управляемых амортизаторов, что еще в большей степени усложнит его конструкцию. СКЗ виброскоростей опор двигателя 8ЧН13/14 при реализации в нем шеститактного цикла возрастают в среднем в $1,5 \div 1,65$ раза.

Высокочастотную вибрацию исследовали с использованием конечно-элементной модели двигателя 4ЧН10,5/12,7 (рис. 3). Для уменьшения времени расчета навесные агрегаты в ней моделировали при помощи специальных нуль-мерных конечных элементов типа "точечная масса". Эффективность такого моделирования и корректность самого расчета показаны в работе [12].

Расчетами определяли виброскорости вертикальные V_{Ay} точек А на опорных лапах двигателя,

горизонтальные V_{Bx} точек В на боковой стенке картера в области среднего коренного подшипника, а также эквивалентные напряжения $\sigma_{эВ}$ в окрестности точек В. Пример расчетной виброграммы приведен на рис. 4. При обработке виброграмм определяли СКЗ названных величин; их значения для полноразмерного двигателя, работающего на одном из режимов внешней скоростной характеристики (выбрана точка $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$), приняты за единицу (табл. 3). Такой же расчет выполнили для двигателя 4ЧН10,5/12,7 при моделировании его работы по четырехтактному (значения принимались за единицу) и шеститактному (предполагалось, что двигатель имеет плоскую и крестообразную схемы КВ) циклам (табл. 4).

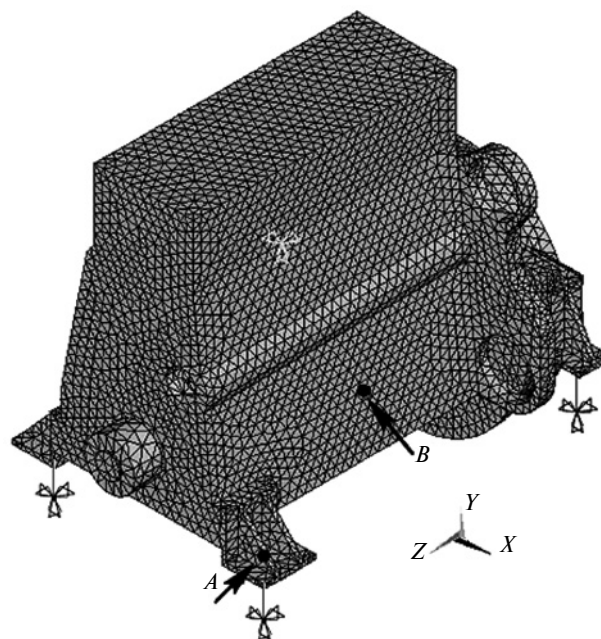


Рис. 3. Конечно-элементная модель двигателя 4ЧН10,5/12,7

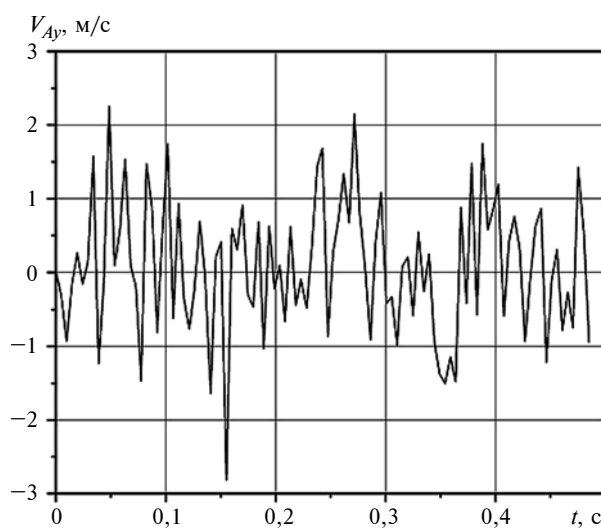


Рис. 4. Расчетная виброграмма скорости вертикальных вибраций точки на передней опорной лапе двигателя 4ЧН10,5/12,7

Таблица 2

Значения отношения V_z/V_0 СКЗ виброскоростей опор двигателя 12ЧН14/14 при разной частоте вращения КВ

$n, \text{ мин}^{-1}$	Число Z отключенных цилиндров				
	0	1	4	5	6
1000	1,0	1,45	1,07	1,53	1,15
1300	1,0	1,15	0,97	1,16	0,91
1600	1,0	0,94	0,98	0,93	0,88
1900	1,0	0,98	1,00	0,96	0,84

Таблица 3

Отношения СКЗ виброскоростей точек на опорной лапе, боковой стенке картера и эквивалентных напряжений двигателя 4ЧН10,5/12,7 при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$

Двигатель	$(V_{Ay})_z/(V_{Ay})_0$	$(V_{Bx})_z/(V_{Bx})_0$	$(\sigma_{\varepsilon B})_z/(\sigma_{\varepsilon B})_0$
Полноразмерный с нагрузкой, %:			
100	1	1	1
50	0,692	0,578	0,643
С двумя отключенными цилиндрами	0,654	0,616	0,671

Таблица 4

Отношение СКЗ виброскоростей точек на опорной лапе, боковой стенке картера и эквивалентных напряжений двигателя 4ЧН10,5/12,7 при моделировании его работы по четырех- и шеститактному циклам

Двигатель	$(V_{Ay})_z/(V_{Ay})_0$	$(V_{Bx})_z/(V_{Bx})_0$	$(\sigma_{\varepsilon B})_z/(\sigma_{\varepsilon B})_0$
Четырехтактный	1	1	1
Шеститактный, плоский вал	0,246	0,574	0,836
Шеститактный, крестообразный вал	0,247	0,574	1,300

Видно, что параметры высокочастотной вибрации отдельных точек на корпусе двигателя при уменьшении нагрузки и при отключении цилиндров приблизительно одинаковы и в обоих случаях они меньше таковых для полноразмерного двигателя, работающего с полной нагрузкой. При уменьшении нагрузки это объясняется меньшей интенсивностью возмущающих импульсов, а при отключении цилиндров — увеличением промежутков времени между двумя последовательными импульсами.

Результаты расчетов показали, что как при отключении цилиндров, так и при шеститактном цикле ухудшаются нагруженность коренных подшипников КВ, а также равномерность хода двигателя и его низкочастотная вибрация. Это может способствовать уменьшению комфортности транспортного средства, а также повышению динамических нагрузок на его подмоторную конструкцию. Изменение высокочастотной вибрации в обоих случаях представляется более благоприятным, в связи с чем (судя по уменьшению поперечной вибрации

стенки картера и напряжений в них) можно ожидать некоторого уменьшения структурного шума двигателя и повышения вибропрочности его корпусных деталей. Эти выводы подтверждаются, например работами [10, 13]. Представляется, что подобные предпроектные исследования целесообразны при решении вопроса о внедрении на тот или иной двигатель системы отключения цилиндров.

Таким образом, при несомненных преимуществах двигателей с отключенными цилиндрами по экономическим и экологическим показателям одновременного комплексного улучшения вибродинамических характеристик двигателей не происходит.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Драгунов Г. Д., Мурог И. А., Медведев А. Н. Эффективность отключения части цилиндров для повышения топливной экономичности дизеля КАМАЗ-740.10 // Двигателестроение. 2010. № 2 (240). С. 34—36.
2. Галиуллин Р. Р. Эффективность регулирования режимов работы тракторных дизелей пропуском подачи топлива // Тракторы и сельхозмашины. 2012. № 2. С. 20, 21.
3. Соболенко А. Н. Термодинамический КПД обобщенного теоретического цикла шеститактного ДВС // Вестник Тихоокеанского государственного университета. 2015. № 1 (36). С. 141—150.
4. Five Stroke Internal Combustion Engine. A new concept for internal combustion engines [Электронный ресурс] / URL: <http://www.jodocy-schmitz.com/patent/T%20Beschreibung%20& %20 Studie.pdf> (дата обращения: 18.03.2014).
5. Расчетные исследования впрыскивания и распыливания топлива в двигателе с HCCI-процессом / В. С. Акимов, А. С. Кулешов, В. А. Марков и др. // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Серия Машиностроение. 2015. № 6. С. 82—95.
6. Тер-Мкртчян Г. Г. Управление движением поршней в двигателях внутреннего сгорания. М.: Металлургия, 2011. 304 с.
7. Жуков В. А., Яманин А. И. Особенности динамики двигателей с продолженным расширением // Двигатели внутреннего сгорания (Харьков). 2014. № 1. С. 27—31.
8. Яманин А. И., Жаров А. В. Динамика поршневых двигателей. М.: Машиностроение, 2003. 460 с.
9. Петруня И. А. Повышение эксплуатационной топливной экономичности транспортных дизелей регулированием их рабочих объемов: Дисс. ... канд. техн. наук. 05.04.02. М.: РУДН, 2014. 133 с.
10. Горбунов В. В. Влияние отключения цилиндров дизеля ЯМЗ-8401 на его вибрацию и топливную экономичность // Вестник РУДН. Серия 1. Инженерные исследования. 2004. № 1. С. 54—56.
11. Быстров О. И. Повышение экономических и экологических показателей дизеля путем реализации комбинированного шеститактного цикла: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. 05.04.02. Челябинск: Южно-Уральский ГУ, 2008. 16 с.
12. Новиков Д. С. Анализ вибрации двигателя в составе автомобильного силового агрегата: Дисс. ... канд. техн. наук. 05.04.02. Ярославль: Ярославский ГТУ, 2013. 151 с.
13. Зеер В. А., Мартынов А. А. Моделирование кривошипно-шатунного механизма ДВС с отключаемыми цилиндрами // Известия Томского политехн. ин-та. 2008. Т. 312. № 4. С. 40—44.

В. И. КОРОТКИН, канд. техн. наук, Е. М. КОЛОСОВА, канд. физ.-мат. наук (Южный федеральный университет, г. Ростов-на-Дону), Н. П. ОНИШКОВ, канд. техн. наук (Донской ГТУ, г. Ростов-на-Дону),
e-mail: vkorotkin@sfnedu.ru

Оценка нагрузочной способности химико-термически упрочненных зубчатых передач с локальным контактом зубьев¹

Впервые обоснована необходимость учета напряженности зубьев на периферийных участках пятна контакта при расчетах химико-термически упрочненных зубчатых передач с локальным контактом зубьев.

Ключевые слова: зубчатая передача, химико-термическая обработка, локальный контакт, пятно контакта, контактные напряжения, критерии прочности.

For the first time, the necessity of taking into account the stress state of the teeth in the peripheral parts of the contact spot when calculating chemically-thermally hardened gears with local contact of the teeth is substantiated.

Keywords: gear transmission, chemical-thermal treatment, local contact, contact spot, contact stresses, strength criteria.

Теоретически предусмотренный при проектировании точечный контакт зубьев ряда зубчатых передач (эвольвентных с бочкообразными зубьями, винтовых, некоторых конических, передач Новикова и др.) под нагрузкой переходит в локальный контакт с мгновенным пятном контакта (МПК) эллиптической формы или близкой к ней. При этом эффективные, определяемые в соответствии с четвертой теорией прочности контактные напряжения σ_z (называемые иногда интенсивностью напряжений) независимо от твердости рабочих поверхностей зубьев традиционно определялись в центре МПК и считались критериальными, т. е. определяющими нагрузочную способность передачи [1, 2]. Для пластичного материала стальных зубьев сравнительно небольшой твердости (нормализованных, термоулучшенных) при коэффициенте эквивалентности $\bar{\beta} \leq 0,45$, представляющем отношение малой полуоси b к большой полуоси a МПК, такой подход вполне оправдан. Хотя при $\bar{\beta} > 0,45$ максимальные эффективные напряжения σ_z смещаются к периферии пятна контакта [2] и при $\bar{\beta} = 1$ (круговая площадка контакта) значительно превышают напряжения σ_z в центре МПК,

такие случаи в зубчатых передачах практически не встречаются.

Для зубьев, упрочненных химико-термической обработкой (ХТО), как покажем ниже, критериальные контактные напряжения $\sigma_{кр}$ могут возникнуть в конце большой или малой полуоси МПК при любом значении $\bar{\beta}$. Это связано с появлением на границе МПК растягивающих напряжений, приводящих к чистому сдвигу, а достаточно хрупкий упрочненный ХТО материал в отличие от пластичного значительно чувствительнее к растягивающим напряжениям, чем к сжимающим, что принято характеризовать параметром пластичности $\chi = \sigma_+/\sigma_-$, где σ_+ и σ_- одноосные напряжения соответственно растяжения и сжатия, при которых происходит либо разрушение хрупкого материала, либо текучесть пластичного материала. Очевидно, что для абсолютно пластичных материалов $\chi = 1$, для абсолютно хрупких $\chi = 0$.

Отметим, что в некоторых случаях (например, для передач Новикова) расчеты на прочность рабочих поверхностей зубьев с выпукло-вогнутым локальным контактом долго считали второстепенными. Априори полагали поверхностную контактную прочность обеспеченной, а отказы связывали с изломом и сколами от чрезмерных изгибных напряжений.

Однако анализ некоторых данных [3] о возникновении на границе МПК (особенно в материалах, склонных к охрупчиванию) радиальных микротрещин, растущих при повторных (даже незначительных) напряжениях, заставляет уделить серьезное внимание обнаруженному явлению. Необходимость дополнительных исследований напряженно-деформированного состояния (НДС) зубьев по границе пятна контакта связана с тем, что при испытаниях нитроцементованных передач Новикова [1] не было зафиксировано ни одного случая питтинга, разрушения зубьев имели характер торцевых сколов и изломов, причем в большинстве случаев первичные поверхностные дефекты локализовались в активной зоне вблизи границ пятна контакта, а близкая в ряде случаев к плоской поверхность разрушения (рис. 1) наводила на мысль о действии не столько изгиба, сколько среза под действием касательных напряжений при чистом сдвиге.

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Южного федерального университета, 2020 (Министерство науки и высшего образования РФ). Проект № ВнГр/2020-04-ИМ.

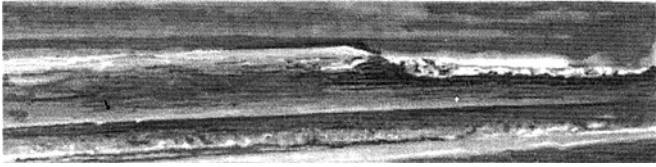


Рис. 1. Разрушение нитроцементованных зубьев колес передач Новикова

Цель настоящей работы — обосновать возможность разрушения зубьев передач на границе МПК и оценить влияние условий контактирования высоконапряженных поверхностно упрочненных зубчатых передач с локальным контактом зубьев на инициирование альтернативных (т. е. не контактных) видов их разрушения.

Известно, что для термоулучшенных сталей зависимость предела прочности σ_{B+} при растяжении от твердости H по Бринеллю близка к линейной: $\sigma_{B+} \approx 0,34 HB$, а условные пределы текучести при растяжении ($\sigma_{0,2+}$) и сжатии ($\sigma_{0,2-}$) принимаются равными. Однако при твердости $H > 450 \div 500 HB$ эти соотношения нарушаются — отчетливо видна разница пределов прочности при растяжении (σ_{B+}) и сжатии (σ_{B-}): $\sigma_{B-} \gg \sigma_{B+}$; $\sigma_{0,2+}$ приближается к σ_{B+} ; $\sigma_{0,2-} \ll \sigma_{B-}$ [4, 5]. Касательные напряжения в процессе разрушения с повышением хрупкости материала уменьшаются: разрушение будет хрупким или смешанным (хрупко-пластичным) в зависимости от жесткости нагружения. В этих условиях при оценке прочности использование критериев пластичности Треска — Мизеса ведет к некорректным результатам. Наиболее объективным оказался критерий предельного состояния Лебедева — Писаренко для структурно неоднородного материала [5], при котором действующие критериальные напряжения $\sigma_{кр}$ определяются по формуле

$$\sigma_{кр} = \chi \sigma_3 + (1 - \chi) \sigma_1 A^{1 - (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) / \sigma_3} \leq [\sigma]. \quad (1)$$

Здесь $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ — главные напряжения; $A = 0,7 \div 0,8$ — статистический параметр дефектности; $[\sigma]$ — допускаемое для одноосного напряженного состояния напряжение растяжения $[\sigma] = [\sigma]_+$ или сжатия $[\sigma] = [\sigma]_- \approx [\sigma]_+ / \chi$.

Для пластичных материалов ($\chi = 1$) имеем $\sigma_{кр} = \sigma_3$, а прочность можно оценивать по критерию пластичности Треска — Мизеса.

Критерий предельного состояния позволяет учитывать влияние жесткости нагружения на снижение или повышение $[\sigma]$ в зависимости от знака σ_1 . В рамках предложенной модели изменение этих свойств учитывается изменением параметра пластичности. Обработка доступных экспериментальных данных, приведенная в работе [1], позволила в первом приближении для термоулучшенных сталей

принять $\chi = 1$, а для качественных легированных инструментальных и подшипниковых сталей при $H = 62 \div 64 HRC_3$ принять $\chi = 0,6 \div 0,7$. Для закаленных конструктивных углеродистых сталей возможно снижение параметра χ до $0,45 \div 0,55$.

Использование расчетных моделей на базе критерия предельного состояния позволило в свое время существенно уточнить оценку глубинной контактной прочности поверхностно упрочненных зубчатых передач (эвольвентных и Новикова) [1, 6] и обосновать нецелесообразность назначения твердости рабочих поверхностей выше $H_0 = 58 \div 60 HRC_3$ (тогда как рекомендации ГОСТ 21354—87 допускают H_0 до $65 HRC_3$).

Для примера рассмотрим особенности НДС в области теоретически точечного контакта "сфера — плоскость" с круговой контактной площадкой. Напряжения на всей поверхности контакта — сжимающие, кроме ее границы. На площадке, соответствующей радиусу r , возникают равные по модулю напряжения — радиальные (растягивающие) и окружные (сжимающие). В данном случае эффективные напряжения σ_3 по критерию Мизеса при коэффициенте Пуассона 0,3 для круговой области МПК составляют: $\sigma_{30} = 0,2p_0$ в центре МПК и $\sigma_{3r} = 0,231p_0$ на границе МПК, где p_0 — давление в центре МПК (индекс 0 относится к центру МПК, индекс r — к границе МПК). Следовательно, напряжения по границе МПК на 15,5 % больше, чем в центре. Для закаленных легированных конструктивных сталей при $H_0 \approx 60 \div 62 HRC_3$ и параметре пластичности $\chi \approx 0,7$ по критерию Лебедева — Писаренко критериальные напряжения составляют: $\sigma_{кр0} = 0,143p_0$ в центре МПК и $\sigma_{крr} = 0,186p_0$ на границе МПК, т. е. относительная напряженность приграничной зоны увеличилась еще на $\approx 12 \div 13$ %. Важно иметь в виду, что кроме увеличения относительной напряженности уровень допускаемых напряжений в центре МПК обусловлен прочностью материала на сжатие, тогда как на границе МПК — прочностью на растяжение (в первом приближении соответствующее допускаемое напряжение можно считать пропорциональным χ) [7, 8].

Напряжение сдвига максимально при круговом контакте и уменьшается с уменьшением коэффициента $\bar{\beta}$ эллиптичности, соответственно уменьшаются критериальные напряжения на границах МПК и возрастают в его центре. Сравнительные графики изменения напряженности σ (напряжения нормированы по p_0) на эллиптическом МПК в зависимости от коэффициента $\bar{\beta}$ приведены на рис. 2. (Компоненты тензора напряжений определены по работам [6, 7]). Из рис. 2 следует: при всех значениях $\bar{\beta}$ имеем $\sigma_{кр0} < \sigma_{30}$; при $\bar{\beta} \geq 0,2$ имеем $\sigma_{крra} / \chi > \sigma_{кр0}$, что увеличивает опасность торцевых сколов; при $\bar{\beta} \geq 0,35$ критериальные напряжения

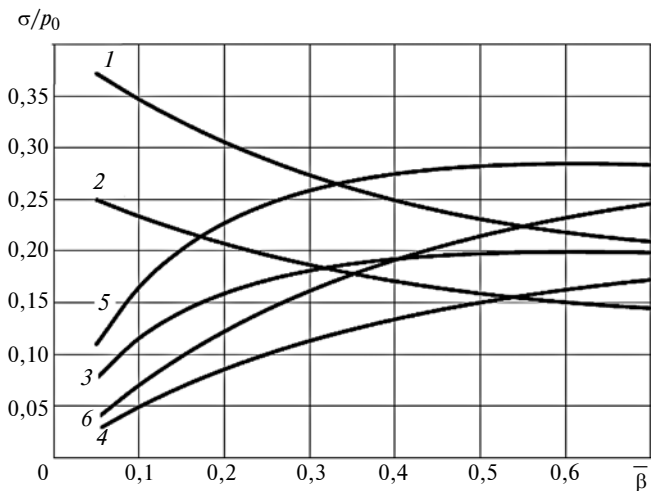


Рис. 2. Изменение напряженности на эллиптическом МПК в зависимости от коэффициента эллиптичности β :

1 и 2 — эффективные $\sigma_{\text{э0}}$ и критериальные $\sigma_{\text{кр}}$ напряжения при $\chi = 0,7$ в центре МПК; 3 и 4 — критериальные напряжения $\sigma_{\text{кра}}$ и $\sigma_{\text{крб}}$ на границах соответственно большой и малой полуосей контактного эллипса; 5 — $\sigma_{\text{кра}}/\chi$; 6 — $\sigma_{\text{крб}}/\chi$

на границах обеих полуосей МПК становятся определяющими по опасности среза.

Исследования передач Новикова в широком диапазоне параметров исходного контура и геометрии зубчатых колес показали, что варьируя указанные параметры и изменяя коэффициент эллиптичности, можно управлять соотношением критериальных напряжений в центре и на границе пятна контакта и выявлять тем самым опасные по разрушению участки зубьев.

Известно, что при повышении твердости повышается контактная прочность стальных деталей, однако одновременно снижаются пластические свойства материала, что, наоборот, приводит к снижению контактной прочности. Следовательно, существует, как указывалось выше, некоторое пороговое значение твердости стали, при дальнейшем повышении которого может возникнуть отрицательный эффект. При исследовании глубинных контактных разрушений (ГКР) термически и химико-термически упрочненных зубчатых колес на базе критерия Лебедева — Писаренко действующие напряжения определялись по формуле (1), допускаемые — по формуле из работы [9]:

$$[\sigma] = [\sigma]_- = \chi(\chi - 0,11128)H_{HV}D. \quad (2)$$

Здесь $D = Z_{NK}K_1K_2K_3K_4K_5$, где Z_{NK} — коэффициент долговечности; K_1, \dots, K_5 — коэффициенты, учитывающие характер контактирования, число потенциально опасных зон, влияние касательной нагрузки, качество материала и ХТО, разброс свойств материала в слое.

Зависимость (2) получена при исследовании ГКР и решена относительно разрушающих напряжений сжатия. На поверхности по границе МПК имеют место сдвиг и растягивающие разрушающие напряжения. С учетом различной сопротивляемости растяжению и сжатию упрочненных сталей допускаемые напряжения для граничной зоны в первом приближении приняты сниженными пропорционально χ :

$$[\sigma] = [\sigma]_+ = \chi^2(\chi - 0,11128)H_{HV}D. \quad (3)$$

Приближенность зависимости (3) объясняется тем, что параметр D не учитывает возможное снижение механических характеристик материала из-за неизбежных поверхностных дефектов, оцениваемое разными авторами в $10 \div 15$ %.

Проанализируем влияние твердости на несущую способность контакта на примере рассмотренного выше контакта "сфера — плоскость".

Исходные данные:

$$\sigma_{10} = \sigma_{20} = -0,8p_0, \quad \sigma_{30} = -p_0, \quad \sigma_{\text{э0}} = 0,2p_0, \\ \text{в центре МПК;}$$

$$\sigma_{1r} = 0,133p_0, \quad \sigma_{2r} = 0, \quad \sigma_{3r} = -0,133p_0, \\ \sigma_{\text{эр}} = 0,231p_0 \text{ на границе МПК;}$$

рассматриваемый интервал твердости

$$H_0 = 650 \div 800 \text{ HV.}$$

Как показали расчеты, из равенства действующих и допускаемых напряжений, определенных соответственно по формулам (1) и (2) для центра МПК и по формулам (1) и (3) для границы МПК, следует, что в центре МПК изменение твердости не приводит к заметному колебанию давлений p_0 , а на границе пятна, где $\sigma_{1r} > 0$, с повышением твердости параметр пластичности уменьшается, в результате получаем существенное снижение p_0 до 30 %. Таким образом, повышение твердости $> 700 \text{ HV}$ нецелесообразно.

Выводы

Впервые установлено, что для упрочненных ХТО зубьев передач с локальным контактом напряжения на периферии эллиптической контактной площадки могут превышать напряжения в центре, инициируя альтернативные виды отказов (например, наблюдаемый излом зубьев).

Для уточнения допускаемых напряжений в пределах пятна контакта необходимы дополнительные исследования.

Для предотвращения уменьшения контактной прочности зубьев, особенно по границе МПК, желательно, чтобы твердость их рабочих поверхностей не превышала $58 \text{ HRC}_\text{э}$.

Трибология — трение, изнашивание и смазка

(под общей редакцией вице-президента ассоциации
инженеров-трибологов России, д-ра техн. наук А. Ю. Албагачиева)

УДК 621.791

DOI: 10.36652/0042-4633-2020-8-37-40

Ф. М. ШИРЗАДОВ, А. И. САДЫХОВ, доктора технических наук (БИУ, Азербайджан, г. Баку),
e-mail: fashirzadov@beu.edu.az, a_sadixov05@rambler.ru

Исследование триботехнических свойств чугуна EN-GJV-400, модифицированного методом TIG в магнитном поле высокой частоты

Исследованы трибологические показатели чугуна EN-GJV-400 и его модифицированные поверхности, полученные расплавлением, легированием медью и никелем поверхности, а также TIG-сваркой в магнитном поле высокой частоты. Установлено, что TIG-сварка в магнитном поле высокой частоты значительно повышает износостойкость материала.

Ключевые слова: чугун, TIG-сварка, ледобурит, износостойкость.

The tribological parameters of EN-GJV-400 cast iron and its modified surfaces obtained by melting, surface alloying with copper and nickel, as well as TIG welding in a high frequency magnetic field are studied. It is determined, that TIG welding in a high frequency magnetic field significantly increases the wear resistance of the material.

Keywords: cast iron, TIG welding, ledeburite, wear resistance.

Применение в машиностроении чугуна обусловлено его высокими антифрикционными свойствами, что объясняется наличием в составе свобод-

ного графита. Однако для эффективного использования необходимо повышение износостойкости данного материала. Как правило, чугуны с повышенной износостойкостью имеют мартенситную, ледобуритную или легированную хромом структуры [1, 2].

Чугун EN-GJV-400 феррит-перлитной структуры из-за низкой прочности и недостаточной твердости перлита относится к материалам с низкой износостойкостью. Повысить стойкость данного чугуна можно, изменив перлитную на мартенситную или ледобуритную структуры. По сравнению с ферритной и перлитной структурами ледобуритная структура (цементит, перлит), т. е. метастабильный перлитный и мартенситный чугуны, обеспечивает материалу высокую коррозионную стойкость [1, 3].

Белые чугуны ледобуритной структуры эффективны при высоких контактных напряжениях (>1000 МПа) в парах трения при использовании смазочного материала. Для получения данных чугунов их поверхность упрочняют плавлением или модифицируют микроструктуру при литье. В тяже-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 34)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Viktor I. Korotkin, Nikolay P. Onishkov, Yury D. Kharitonov. Novikov Gearing: Achievements and Development. Nova Science Publishers, Inc. Hauppauge, New York, USA. 2011. 249 p. (ISBN 978-1-61761-193-3).
2. Ковальский Б. С. Расчет деталей на местное сжатие. Харьков: ХВКИУ, 1967. 233 с.
3. Морозов Е. М., Зернин М. В. Контактные задачи механики разрушения. М.: Машиностроение, 1999. 544 с.
4. Геллер Ю. А. Инструментальные стали. М.: Машиностроение, 1983. 525 с.
5. Писаренко Г. С., Лебедев А. А. Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии. Киев: Наукова думка, 1976. 415 с.
6. Онишков Н. П., Короткин В. И. К оценке контактно-усталостной долговечности химико-термоупрочненных зубчатых колес // Вестник ДГТУ. 2017. Т. 17, № 3 (90). С. 5—13.
7. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. М.: Мир. 1989. 432 с.
8. Alexey Beskopylny, Nikolay Onishkov and Victor Korotkin. Bending strength assessment of chemically-heat-strengthened Novikov gearing. MATEC Web of Conferences 224, 02033. 2018. V. 224. N. 6.
9. Короткин В. И., Онишков Н. П., Гольцев А. В. К оценке глубинной контактной выносливости эвольвентных зубчатых передач с поверхностно упрочненными зубьями // Вестник машиностроения. 2008. № 5. С. 9—14.

лонагруженных трибологических сопряжениях, как правило, применяют чугуны с ледебуритной структурой, которые по сравнению с необработанными чугунами обладают низкой адгезионной износостойкостью. Хромистые чугуны по сравнению с ледебурит-мартенситными чугунами отличаются более высокой износостойкостью [4—8], однако данные чугуны относятся к дорогостоящим материалам. Поэтому рентабельнее применять легирование дорогостоящими химическими элементами только в поверхностном слое, а не в общем объеме материала.

Чтобы повысить износостойкость поверхностного слоя деталей из чугуна, например, при восстановлении изношенных поверхностей, а также для улучшения их трибологических свойств поверхность чугуна подвергали легированию аргонодуговой TIG-сваркой в магнитном поле высокой частоты. Магнитное поле интенсифицирует процесс плавления и обеспечивает необходимое движение расплава, что улучшает смешивание расплавленного материала в сварочной ванне и предотвращает нежелательное его течение. Кроме того, аргонодуговая TIG-сварка способствует измельчению хрупких перлитных дендритов.

Полученная ледебуритная структура на обработанной поверхности позволяет в паре трения повысить контактное давление по Герцу, а растворение в поверхностном слое свободного графита повышает трибологические свойства детали. Для оценки целесообразности применения предлагаемого метода обработки исследовали трибологические свойства обработанной поверхности в сравнении с основным материалом.

Основными эксплуатационными параметрами пары трения со смазочным материалом являются: распределение давлений, распределение температур в зоне контакта, толщина слоя смазочного материала между сопряженными элементами. Для широко применяемых пар трения в ряде публикаций [9—11] приводятся некоторые сведения по данным параметрам. Однако ввиду сложных одно-

временных влияний многочисленных факторов (давления, теплопередачи, распределения температуры в разных направлениях, шероховатостей поверхностей, вязкости смазочного материала и пр.) на процессы, возникающие в трибосопряжении при эксплуатации, невозможно определять теоретически с необходимой точностью величину износа, для этих целей выполняют экспериментальные исследования [12—14].

Образцы подвергали разной обработке с целью модификации: расплавление и легирование токамами высокой частоты (индукционный генератор ТТН-15), TIG-сварка (сварочный аппарат STAHLWERK AC/DC PLASMA WIG200P), TIG-сварка в магнитном поле высокой частоты.

Параметры TIG-сварки чугуна в магнитном поле высокой частоты

Сила тока плавления, А	40÷140
Глубина плавления, не более, мм	2,5
Скорость плавления, мм/мин	90÷150
Расстояние электрода от обрабатываемой поверхности, мм	2÷2,5
Ширина плавления, мм	4÷6
Относительная мощность индукционного тока, %	25
Частота индукционного тока, кГц	200
Расход газа (аргон), л/мин	8

При плавлении поверхности чугуна EN-GJV-400 TIG-сваркой в зоне плавления образуются многочисленные кристаллические зерна, что способствует получению мелкой структуры. При уменьшении температурного градиента зерна увеличиваются, и образуется дендритная структура. Твердость обработанного чугуна EN-GJV-400 в 2 раза превышает твердость необработанного чугуна, что обусловлено образованием карбида.

В табл. 1 представлены химические составы и твердости чугуна EN-GJV-400 и его модифицированных поверхностей, полученных разными способами.

В экспериментах с парой трения в качестве контртела использовали шар радиусом $R = 5$ мм из

Таблица 1

Химические составы, %, и твердости чугуна EN-GJV-400 и его модификаций

Обработка	Структура	Sn	Al	Si	Mn	Ni	Cu	Cr	Fe	HV ₁₀₀
Без обработки	Феррит, перлит, графит	—	0,09	2,41	0,49	0,26	0,67	0,09	Остальное	375
Расплавление проволоки UTP A DUR 600	Перлит, карбиды хрома	—	—	3,00	0,50	—	—	9,50		771
Легирование фольгой на основе бронзы CuSn4	Ледебурит	0,06	0,07	2,25	0,45	0,31	7,95	0,06		757
Легирование фольгой на основе никеля Ni78Si8B14	Мартенсит, цементит, графит	—	0,90	2,54	0,45	9,10	0,70	0,08		772

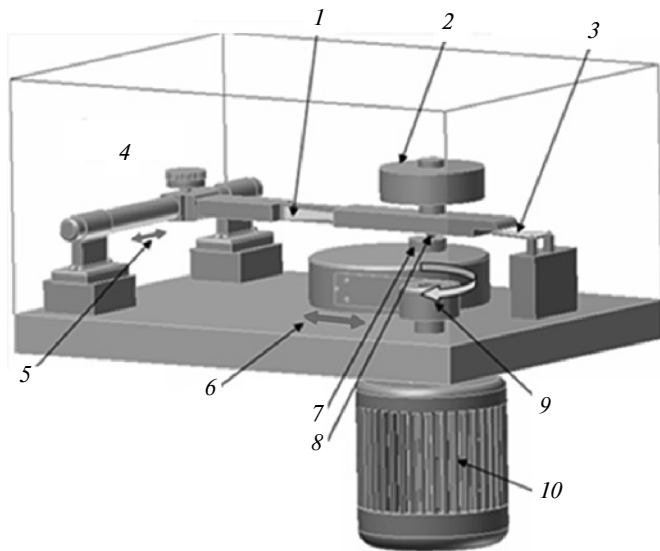


Рис. 1. Трибологический испытательный стенд:

1 — датчик силы трения; 2 — груз; 3 — датчик линейного износа; 4 — защитная камера; 5 — регулирование пути трения (ΔZ); 6 — регулирование ширины контакта (ΔX); 7 — образец; 8 — шар; 9 — эксцентрик; 10 — электродвигатель

стали 100Cr6 ($R_z = 250$ нм, $HV = 1028$) и пять разных образцов из чугуна EN-GJV-400:

- 1) чугун без обработки;
- 2) с наплавкой из проволоки UTP A DUR 600;
- 3) легированный медью;
- 4) легированный никелем;
- 5) с расплавлением в магнитном поле высокой частоты.

Силу прижатия индуктора, его параметры и частоту колебаний выбирали таким образом, чтобы основной материал во время эксперимента нагревался незначительно, для получения твердой структуры исследуемого материала.

После испытаний на изнашивание определяли коэффициент трения, объемный и линейный износы, вид износа.

Характеристика исследуемого трибосоприжения

Среда	Воздух
Влажность воздуха, %	50
Температура воздуха, °C	24
Частота вращения вала электродвигателя, мин ⁻¹	100 000
Частота колебаний образца, Гц	20
Сила нагружения, Н	20
Амплитуда колебаний образца, мм	0,4
Смазочный материал	Парафин

Силу трения и линейный износ регистрировали с помощью вертикального и горизонтального датчиков, установленных в зоне взаимодействия плоского образца и контртела (шара), совершающего колебательные движения (рис. 1) [15]. Перед экспериментом исследуемую поверхность образца шлифовали на доводочном станке, затем промывали спиртом, сушили и наносили тонкий слой парафина.

На рис. 2 показаны износы образцов из чугуна EN-GJV-400 и его модифицированных поверхностей после испытаний на трение.

На рис. 3 представлены зависимости коэффициента трения от частоты колебаний контртела (шара) для чугуна EN-GJV-400 и его модификаций, полученных разными способами.

Площадь износа образца из чугуна EN-GJV-400 составила $S = 952$ мкм² (образец 1). Для чугуна с наплавкой проволокой UTP A DUR 600 (образец 2) получен износ $S = 12$ мкм², для образцов, легированных никелем (образец 3) и медью (образец 4) — 31 и 295 мкм², для образца 5, легированного расплавлением в магнитном поле высокой частоты, площадь износа составила $S = 13$ мкм², т. е. у образцов 1 и 3 износы значительно больше, что обусловлено высокими коэффициентами трения в данных парах трения (см. рис. 3).

У образца 1 коэффициент трения в ходе эксперимента повышается. Это объясняется постепен-

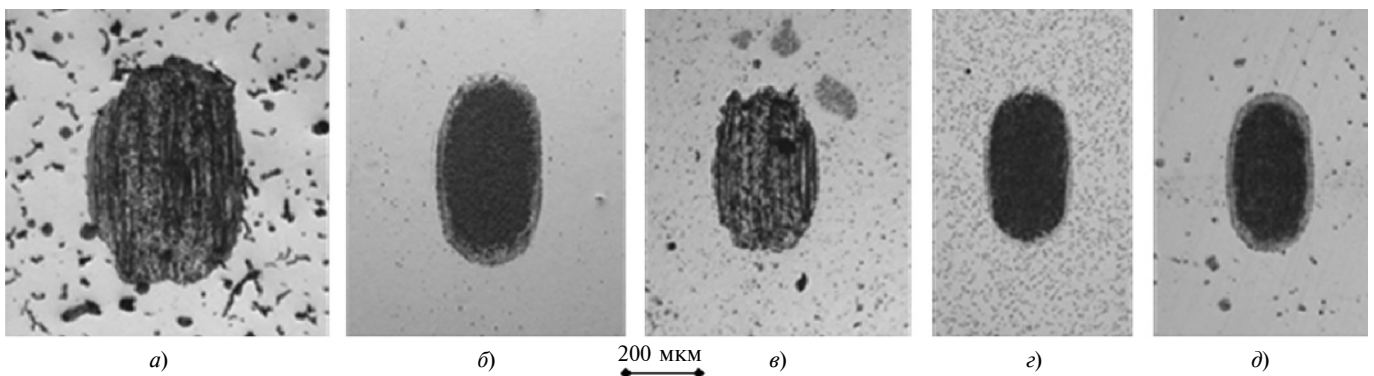


Рис. 2. Следы износов на поверхностях образца из чугуна EN-GJV-400 и его модифицированных поверхностей в магнитном поле высокой частоты:

a — чугун EN-GJV-400 без обработки; *б* — наплавка проволокой UTP A DUR 600; *в* — легированный медью; *г* — легированный никелем; *д* — легированный расплавлением в магнитном поле высокой частоты

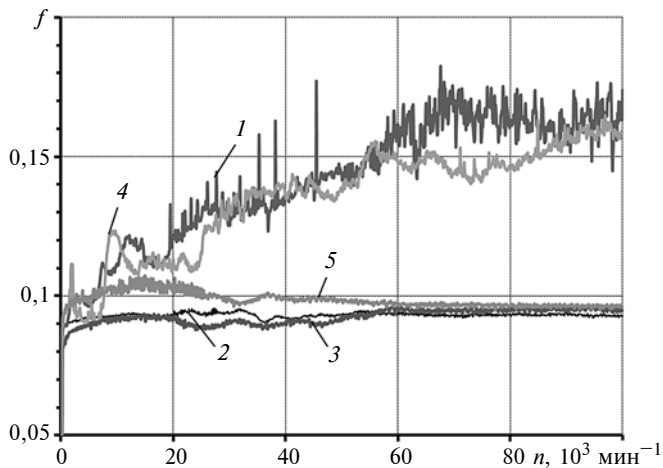


Рис. 3. Зависимости коэффициента трения f от частоты n колебаний контртела для чугуна EN-GJV-400 и его модификаций (1 — чугун EN-GJV-400 без обработки; 2 — наплавка проволокой УТР А DUR 600; 3 — легированный никелем; 4 — легированный медью; 5 — расплавлением в магнитном поле высокой частоты)

ным износом имеющегося в составе графита и пластической деформацией поверхностного слоя образца.

В образце 3 (легирование медью) коэффициент трения повышается в результате слипания меди и пластического резания материала в зоне сопряжения. Кроме того, имеют место хаотичные отрывы меди, что обуславливает стабильность коэффициента трения.

В табл. 2 приведены средние коэффициенты трения в испытуемых парах трения и объемные износы на образцах из чугуна EN-GJV-400 и его модификаций, а также объемные износы контртела.

Эксперименты показали, что самый большой износ наблюдается у чугуна EN-GJV-400 и образца с поверхностным слоем, легированным медью в магнитном поле высокой частоты. Повышенное изнашивание чугуна, легированного медью, происходит в результате отрыва меди, так как это более мягкий материал.

Таблица 2

Средние коэффициенты трения $f_{ср}$, объемные износы образцов ($V_{об}$) из чугуна EN-GJV-400 и его модификаций и контртела ($V_{ш}$)

Номер образца	$f_{ср}$	$V_{об}$, мкм ³	$V_{ш}$, мкм ³
1	0,16	403	10
2	0,093	4	11
3	0,150	119	12
4	0,095	10	12
5	0,097	4	11

Небольшой износ чугуна, легированного никелем, можно объяснить наличием свободного графита.

Таким образом, установлено, что чугун EN-GJV-400, модифицированный TIG-сваркой в магнитном поле высокой частоты, отличается повышенной износостойкостью. Данную технологию можно использовать при восстановлении и изготовлении деталей, используемых в тяжело нагруженных трибологических сопряжениях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Werkstofftechnik** Maschinenbau. Theoretische Grundlagen und praktische Anwendungen / V. Laple, B. Drube, G. Wittke, C. Kammer. Berlin: Europa-Lehrmittel, 2007. 704 s.
2. **Heck K.** Einfluss der Prozessführung beim Umschmelzharten auf die Randschichteigenschaften von Nockenwellen aus ledeburitischem Gusseisen: Dis. München. 1983. 137 s.
3. **Stahlgu- und Gueisenlegierungen** / W. Dieter, K. Harald, L. Otto. Leipzig und Stuttgart: Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie GmbH, 1992. 276 s.
4. **Бурьянов В. А.** Повышение долговечности газораспределительного механизма двигателей ВАЗ: Дис. ... канд. техн. наук. Тольятти. 1982. 143 с.
5. **Владимирова М. И.** Оптимальные модификаторы для чугуна с пластинчатым графитом: Дис. ... канд. техн. наук. Москва. 1993. 23 с.
6. **Александров Б. И., Бобро Ю. Г.** Оптимальный состав износостойкого чугуна // Литейное производство. 1986. № 8. С. 30.
7. **Григорьевич Н. И.** Процессы графитизации и структурообразования в чугуне: Дис. ... канд. техн. наук. Киев. 1995. 20 с.
8. **Beschichtung** hochbeanspruchter Bauteile. Verschlei und Korrosionsschutz // Gesellschaft Werkstofftechnik. VDI Verlag. 1990. N. 866. 317 s.
9. **Spiegel K.** Beiträge zur Elastohydrodynamik bei Nocken-Stoel-Paarungen. Technische Universität Clausthal, 1982. S. 6–32.
10. **Willermet P. A.** The composition of lubricant — derived surface layers formed in a lubricated cam/tappet contact II. Effects of adding overbased detergent and dispersant to a simple ZDTP solution // Tribology International. 1995. Vol. 28. N. 3. P. 163–165.
11. **Kirschner J.** Tribologische und kinematische Untersuchungen an einem Nocken-Rollenstoel-Trieb. Karlsruhe, 1988. 284 s.
12. **Ayanoglu P.** Experimentelle Erfassung des elastohydrodynamischen Kontaktes in Zahnradgetrieben und Nocken/Flachstoel-Paarungen: Dis. Aachen. 1993. 192 s.
13. **Hofbauer P.** Nockenoptimierung für den Ventiltrieb von Fahrzeugmotoren. Wien: TH, 1981. 225 s.
14. **Czichos H., Habig K. H.** Tribologie-Handbuch. Reibung und Verschlei, Prüftechnik, Werkstoffe und Konstruktionselemente. Braunschweig, Wisbaden: Vieweg, 2001. 562 s.
15. **Shirzadov F. M.** Erhöhung der Verschleibestandigkeit von Ventiltrieb-Werkstoffpaarungen mittels unterschiedlicher Randschichtmodifikationen: Dis. Berlin. 2012. 178 s.

А. А. ЗОТОВ, д-р техн. наук, А. Н. ВОЛКОВ, А. А. БОЙКОВ (МАИ, национальный исследовательский ун-т),
e-mail: aa-zotov@inbox.ru

Проектирование и изготовление по технологии 3D-печати трехслойной сферической оболочки с дискретным наполнителем

Исследованы трехслойные конструкции с дискретной структурой наполнителя, отличающиеся высокими эксплуатационными показателями. Представлен алгоритм построения математической модели данной конструкции и процесс изготовления образца с применением 3D-печати.

Ключевые слова: трехслойная конструкция, сферическая оболочка, дискретный наполнитель, 3D-печать, модель, образец.

Three-layer construction with a discrete filler structure, which are distinguished by high performance indicators, are investigated. An algorithm for constructing a mathematical model of this construction and the process of manufacturing a sample using 3D printing are presented.

Keywords: three-layer construction, spherical shell, discrete filler, 3D printing, model, sample.

Автоцистерны, топливные баки, элементы трубопроводов и сосуды различного назначения, нагружаемые при эксплуатации высокими давлениями, как правило, имеют сферические днища. Наиболее высокие требования по надежности и безопасности при эксплуатации предъявляются к днищам топливных баков ракет и фюзеляжам самолетов. Кроме того, они должны иметь высокие показатели по

ресурсу, жесткости и прочности, небольшой вес и обеспечивать герметичность конструкции [1, 2].

Днище герметичного фюзеляжа пассажирского самолета представляет собой тонкостенную оболочку, усиленную меридианными ребрами жесткости (стрингерами) разной длины и симметрично расположенными с внешней стороны кольцевыми шпангоутами [3, 4].

На рис. 1 представлены примеры днищ герметических фюзеляжей.

Для обеспечения прочности днищ, нагружаемых внутренним давлением, наиболее рациональной формой является полусфера. Но для днища фюзеляжа самолета данная форма не подходит по условию общей компоновки, поэтому, как правило, днище фюзеляжа выполняют в виде эллиптического или сферического сегментов (рис. 2).

Меридиональные и кольцевые силовые элементы разгружают обшивку днища, при этом создают значительную неоднородность напряженно-деформированного состояния (НДС) конструкции, что существенно снижает показатель усталостной прочности и ресурс днища, которое испытывает циклическое импульсное нагружение под действием внутреннего избыточного давления [5]. Кроме то-

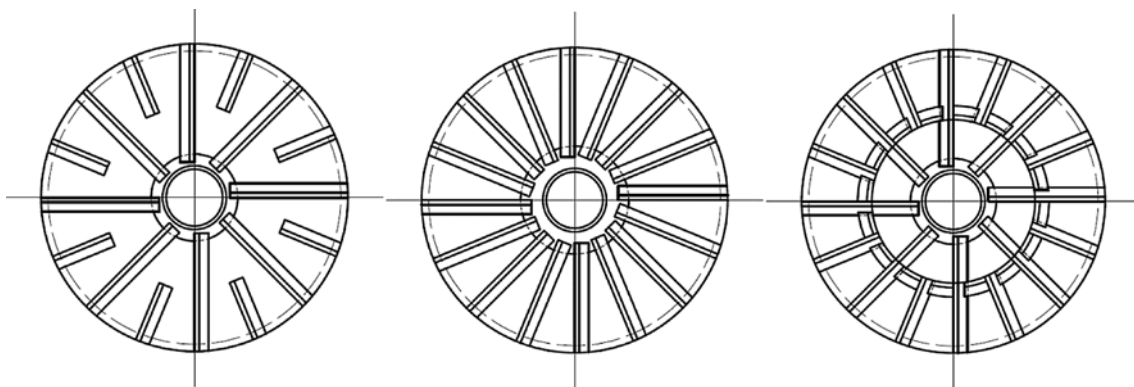


Рис. 1. Конструкции днищ герметических фюзеляжей

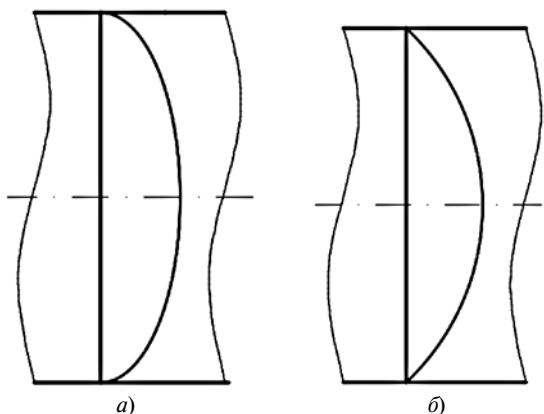


Рис. 2. Днища (а) эллиптической и (б) сферической формы

го, силовые элементы повышают вес конструкции и трудоемкость сборки.

Поэтому с учетом особенностей существующих конструкций днищ целесообразно рассмотреть возможность использования однородных трехслойных оболочек, которые можно получить с помощью 3D-печати.

Выбор структуры заполнителя

Широко применяемые в самолетостроении трехслойные конструкции [6–11] имеют, как правило, сотовую структуру заполнителя [12–16]. При очевидных достоинствах данного заполнителя (малый вес, высокая жесткость) имеются негативные факторы, сдерживающие их использование. Замкнутая ячеистая структура мешает удалению конденсата, попадающего во внутренние полости. Кроме того, сложно обеспечить контроль надежного соединения заполнителя с несущими слоями, особенно на нелинейных поверхностях.

Для решения поставленной задачи было предложено в конструкции днищ использовать дискретную структуру заполнителя, представляющую собой регулярную систему конусообразных (или пирамидальных) ячеек, расположенных в шахматном порядке (рис. 3), которые можно получить 3D-печатью [2, 17].

Построение математической модели предлагаемой структуры начинается с покрытия криволинейной поверхности регулярной сеткой, ячейки которой должны быть близкими по форме и размеру.

Наложение регулярной сетки на плоскую поверхность не вызывает трудностей. Для сферической поверхности следует использовать регулярную сетку из сферических многоугольников, форма которых может быть различной. Заменим искомую сферическую поверхность сферическим многогранником. На начальном этапе построения будем использовать сетку, построенную на плоскости и состоящую из равносторонних треугольников.

Сферический треугольник зададим на криволинейной поверхности координатами вершин (рис. 4).

Разобьем сферическую поверхность на равносторонние треугольники или близкие к равносторонним. В центре моделируемой структуры сетка будет близка к регулярной. Наибольшие искажения сетки будут иметь место вблизи углов базовых треугольников. Для максимального сохранения формы следует преобразовать полученную сетку, переходя к сферическим многогранникам, образованным треугольниками, пяти- и шестиугольниками, состоящих из почти равносторонних треугольников (рис. 5).

Конструкция днища герметичного фюзеляжа предполагает моделирование оболочки в виде сегмента сферы. Минимизация искажений формы рас-

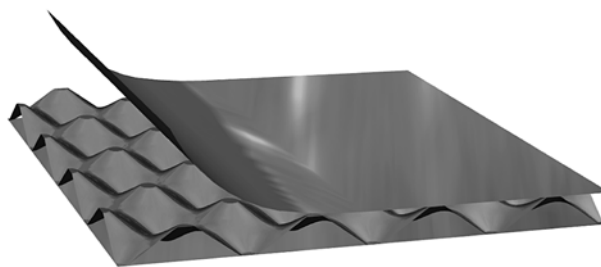


Рис. 3. Структура заполнителя

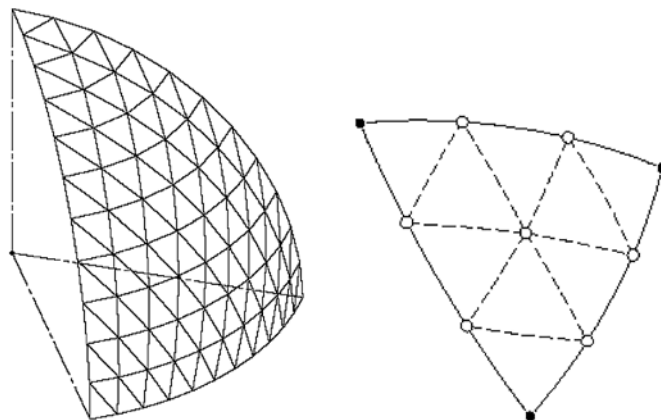


Рис. 4. Сферические треугольники

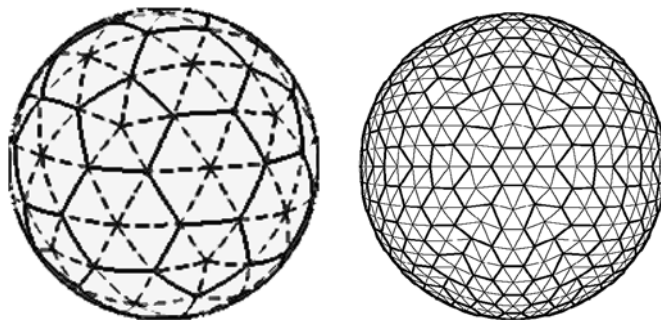


Рис. 5. Примеры сферических многогранников

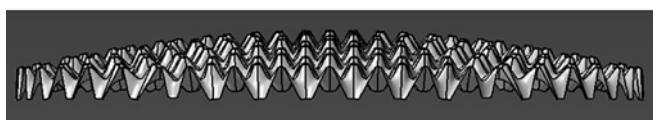
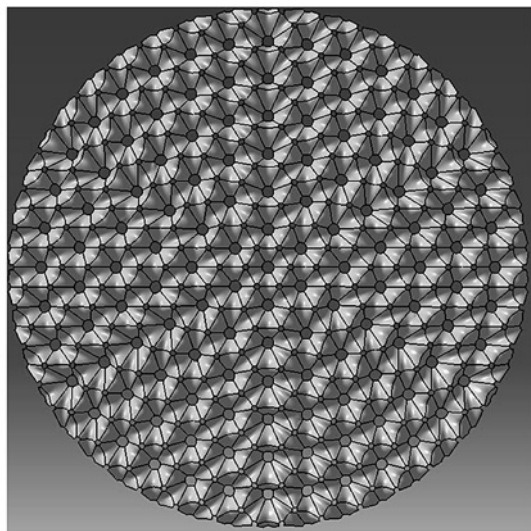


Рис. 6. Расчетная модель заполнителя

четной модели по краям зависит от числа и размера сферических многоугольников с учетом технологической целесообразности.

Осесимметричная расчетная модель дна представляет собой сегмент сферической оболочки

ки, состоящей из несущих слоев обшивки и системы ячеек дискретного заполнителя, которая равномерно нагружается внутренним давлением (рис. 6).

Расчетная модель дна представляет собой регулярную структуру, состоящую из шести одинаковых сегментов, поэтому при анализе достаточно ограничиться рассмотрением одного сегмента. Задача решается в линейной постановке. Для внутренних граней конечно-элементной модели сегмента зададим осесимметричные граничные условия, а для внешней грани — жесткое закрепление в цилиндрической системе координат. Зоны соединения несущих слоев и заполнителя моделируем с помощью функции Glue contact (клеевое соединение).

Расчет выполняли в программном комплексе NX 12.0 (Siemens PLM Software) с использованием интегрированного расчетного модуля NX Nastran [18—20].

На рис. 7 представлены расчетные НДС элементов трехслойной оболочки с произвольно выбранными геометрическими параметрами при нагружении равномерным внутренним давлением.

Оптимальный вариант сферического трехслойного дна с учетом сформулированных требований зависит от конструктивных параметров: толщины граней заполнителя и несущих слоев, шага и угла конусности ячеек заполнителя, высоты трехслойного пакета, соотношения радиусов верхнего и нижнего оснований ячеек.

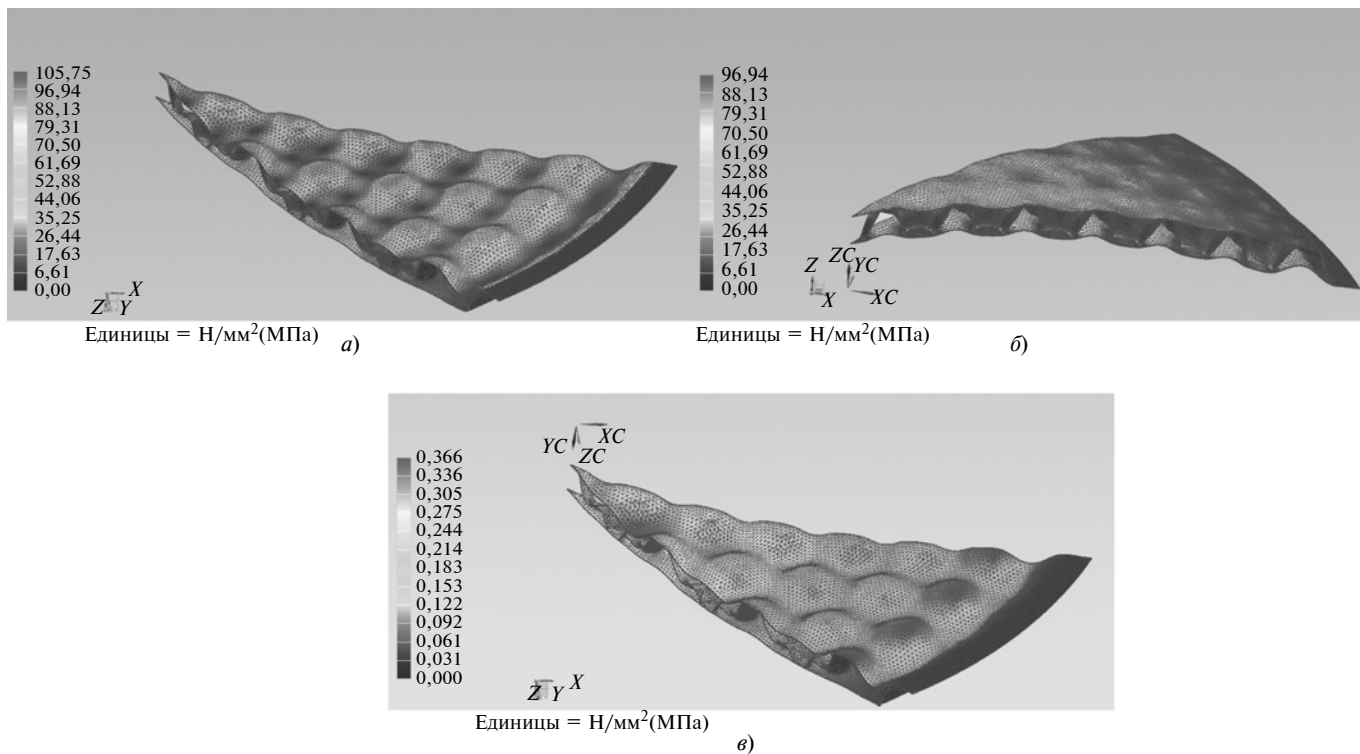


Рис. 7. Диаграммы НДС в элементах внутреннего (а) и внешнего (б) несущих слоев трехслойной сферической оболочки с дискретным заполнителем и ее деформированного состояния (в)



Рис. 8. Модель сферической оболочки трехслойной конструкции с дискретным наполнителем

С помощью 3D-печати, используя FDM-технология, была изготовлена модель сферической оболочки трехслойной конструкции с выбранной структурой дискретного наполнителя (рис. 8). При производстве таких изделий можно применять различные конструкционные материалы. Модель оболочки выполнена из полилактида — термопластичного сополимера, широко применяемого при производстве сложных формованных изделий высокой точности и качества изготовления.

На примере данной модели показана технология построения многостороннего многогранника, максимально приближенного к поверхности заданной конструкции, в данном случае пологого сферического сегмента с минимизацией искажений формы внешнего края, что обеспечивает высокую однородность НДС проектируемой конструкции.

Таким образом, разработаны универсальная расчетная модель и технология 3D-печати для тонкостенных конструкций сложной конфигурации, позволяющая получать изделия высокого качества с точными геометрическими параметрами.

Анализ результатов серии проведенных конструктивных, расчетных и технологических исследований показал, что предлагаемое решение имеет практическое значение при изготовлении изделий авиационной, ракетно-космической и других отраслей машиностроения.

С целью оптимизации конструкций трехслойных систем с дискретными наполнителями и обеспечения высоких показателей прочности, жесткости, надежности и безопасности при эксплуатации на различных режимах экспериментальные исследования и работы по уточнению расчетов продолжают.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ендогур А. И., Кравцов В. А., Солошенко В. Н.** Принципы рационального проектирования авиационных конструкций с применением композиционных материалов // Тр. МАИ. 2014. № 72. URL: <http://trudymai.ru/published.phpID=47572>.
2. **Астапов В. Ю., Хорошко Л. Л., Дудков К. В.** Оценка применения аддитивных технологий для создания аэродинамических моделей космических головных частей // Тр. МАИ. 2018. № 9. ISSN: 1727—6942.

3. **Зотов А. А., Бабайцев А. В.** Проектирование и расчет прессованных профилей неоднородного состава // Технология металлов. 2016. № 11. С. 16—20.

4. **Babaitzev A. V., Zotov A. A.** Designing and Calculation of Extruded Sections of an Inhomogeneous Composition. Russian Metallurgy (Metally), 2019 (13). С. 1452—1455. DOI: 10.31044/1684-2499-2018-11-16-20.

5. **Гайнутдинов В. Г.** Проектирование тонкостенной конструкции максимальной жесткости с учетом потери устойчивости панелей // Изв. вузов. Авиационная техника. 2004. № 1. С. 3—5.

6. **Халиулин В. И., Двоглазов И. В., Батраков В. В.** О разработке технологических схем изготовления складчатых конструкций из ПКМ с повышенной прочностью структурных элементов // Авиакосмические технологии и оборудование: Сб. док. Всероссийской конф. Казань. 2003. С. 64—72.

7. **Двоглазов И. В., Халиулин В. И.** К вопросу проведения экспериментальных исследований прочности складчатых наполнителей типа z-гофра на поперечное сжатие // Вестник СГАУ им. С. П. Королева. 2012. № 5. С. 275—287.

8. **Абдуллин И. Н.** Рациональное проектирование трехслойных конструкций со стержневым наполнителем: Дис. ... д-ра техн. наук. Казань. 2016. 125 с.

9. **Пат. 2381084 Рос Федерации:** Способ изготовления из композитов складчатого наполнителя для многослойных панелей.

10. **Numerical simulation of advanced folded core materials for structural sandwich applications / S. Heimbs, P. Middendorf, S. Kilchert an et.** // Composites Science and Technology. Berlin. 2007. P. 29—30.

11. **Joo J. H., Kang K. J.** Modified metallic octet truss cellular cores for sandwich structures fabricated by an expanded metal forming process // J Sandwich Struct Mater. 2010. Vol. 12. N. 3. P. 327—349.

12. **Ендогур А. И., Вайнберг М. В., Иерусалимский К. М.** Сотовые конструкции. М.: Машиностроение, 1986. 198 с.

13. **Александров А. Я.** Трехслойные пластинки и оболочки. Прочность, устойчивость, колебания. М.: Машиностроение, Т. 2. 1968. С. 243—326.

14. **Иванов А. А.** Новое поколение сотовых наполнителей для авиационно-космической техники. М.: Энергоатомиздат, 2000. 436 с.

15. **Паймушин В. Н.** Усредненные упругие и прочностные характеристики сотового наполнителя и теоретико-экспериментальный метод их определения // Механика композитных материалов. 2012. Т. 48. № 5. С. 745—764.

16. **Heimbs S.** Sandwich structures with folded core: mechanical modeling and impact simulation // SAMPE Europe international conference. Paris. 2009. P. 153—161.

17. **Зотов А. А., Колпаков А. М., Волков А. Н.** Алгоритм построения 3D-модели трехслойной оболочки вращения с конусообразными ячейками наполнителя и изменяемой формой образующей // Тр. МАИ. 2014. № 103. URL: <http://trudymai.ru/published.phpID=100595>.

18. **Mudra C.** Alternative sandwich core structures. Efficient investigation of application potential by using finite element modeling // SAMPE Europe international conference. Paris. 2003. P. 444.

19. **Franco F., Cunefare K. A., Ruzzene M.** Structural-acoustic optimization of sandwich panels // ASME J VibAcoust. 2007. Vol. 129. N. 3. P. 330—340. DOI: 10.1115/1.2731410.

20. **Haydn N. G., Wadley N. A., Fleck A. G.** Evans. Fabrication and structural performance of periodic cellular metal sandwich structures // Composites Science and Technology. 2003. Vol. 63. N. 16. P. 2331—2343. DOI: 10.1016/S0266-3538(03)00266-5.

В. А. ЖАРКОВ, д-р техн. наук (г. Москва), e-mail: dr_zharkov_v_a@mail.ru

Гибка листов и профилей на четырехвалковой машине для корпусов ракет, трубных и каркасных изделий. Часть 4

Разработаны теория и математическая модель для расчета параметров деформировано-напряженного состояния на этапах подгибки, калибровки, спрямления и гибки спрямленного участка с учетом упрочнения заготовки на валковой машине. CAD/CAE-моделированием исследованы деформации, напряжения и силы, действующие на заготовку от валков. Определены критерии образования трещин, низкой точности и чрезмерного пружинения заготовки после данных этапов обработки, даны рекомендации по их устранению.

Ключевые слова: заготовка, листовая штамповка, гибка, валковая машина, подгибка, калибровка, спрямление, гибка спрямленного участка, CAD/CAE-моделирование.

A theory and a mathematical model are developed for calculating the parameters of the strain-stressed state at the stages of pre-bending, calibration, straightening and bending of the straightened section, taking into account the strengthening of the billet on a roll machine. By CAD/CAE modeling the strains, stresses and forces acting on the billet from the rolls are investigated. Criteria for the formation of cracks, low accuracy and excessive springing of the billet after these processing steps are determined, recommendations are given for their elimination.

Keywords: billet, sheet stamping, bending, roll machine, pre-bending, calibration, straightening, bending of the straightened section, CAD/CAE modeling.

При производстве труб, цилиндрических и конических элементов ракет и самолетов, изделий химического и нефтегазового машиностроения выполняют гибку листовых и профильных заготовок на трех- и четырехвалковых машинах (ГОСТ 10664—82). Рассмотрим задачи, решаемые при гибке листа на четырехвалковой машине.

Подгибка, калибровка, спрямление и гибка спрямленного участка

При изготовлении за один проход детали типа замкнутой цилиндрической трубы с наружным диаметром D и осью, проходящей через центр O_b , используют заготовку из листа толщиной s , длиной l_b и шириной b . Последовательность изготовления: подгибка (рис. 1, а, б), калибровка (рис. 1, в), спрямление (рис. 1, г) [1], гибка спрямленного участка

заготовки (рис. 1, д) на четырехвалковой машине с верхним (1) и нижним (2) приводными валками. Неприводные левый (3) и правый (4) боковые валки располагаются симметрично относительно вертикальной плоскости симметрии YZ машины.

Для подгибки заготовки 5 из начального положения до положения 5' на угол α (см. рис. 1, б) перемещение на величину l_3 левого валка с радиусом R_3 из центра O_3 в центр O'_3 , при котором валок коснется поверхности детали с радиусом R в точке C_n , на разных машинах осуществляют по-разному: вариант 1 — поворот валка на угол γ от горизонтали O_3O_4 с помощью рычага $O_{RO_3}O_3$ по дуге окружности радиуса R_{O_3} с точкой опоры O_{RO_3} в виде оси на станине машины; вариант 2 — перемещение валка 3 (или 4) по прямой $O_3O'_3 = l_3$, наклонной к вертикали под углом β .

Для определения параметров α и γ для варианта 1 и параметров α и l_3 для варианта 2 (остальные параметры известны по чертежу машины), а также холостого (γ_3 или l'_3) и рабочего ($\gamma - \gamma_3$) или ($l_3 - l'_3$) ходов до момента касания боковым валком 3 окружности штампуемой детали радиуса R (см. рис. 1, б) получены формулы [1].

На i -х ($i = 0, 1, 2, 3, \dots, n$) шагах подгибки при перемещении бокового валка на увеличивающуюся до γ (по варианту 1) или до l_3 (по варианту 2) соответственно величины γ_{0i} или l_{3i} участок C_iM заготовки между перемещающейся от C до C_n точкой C_i (см. рис. 1, а, б) и неподвижной точкой M контакта заготовки соответственно с боковым и нижним валками изгибается приблизительно по дуге i -й окружности длиной $L_i = R_i\alpha_i$ уменьшающегося до R радиуса R_i . Угол α_i между радиусом R_i , проведенным из центра i -й окружности на ось Y в точку контакта заготовки с боковым валком, увеличивается от $\alpha_i = 0$ при $i = 0$ в точке C до $\alpha_i = \alpha$ при $i = n$ в точке C_n . Значение n задают при компьютерном моделировании процесса гибки для первого приближения величин $\gamma_{0n} = \gamma$ или $l_{3n} = l_3$ при $R_n = R$. Затем величина γ или l_3 уменьшается (ориентировочно на 10 %) с учетом последующей калибровки этого участка заготовки и уточняется при моделировании и отладке процесса гибки. Аналогично пошагово выполняется CAD/CAE-моделирование всех этапов гибки.

После подгибки осуществляют калибровку и спрямление участков заготовки [1]. Перед гибкой

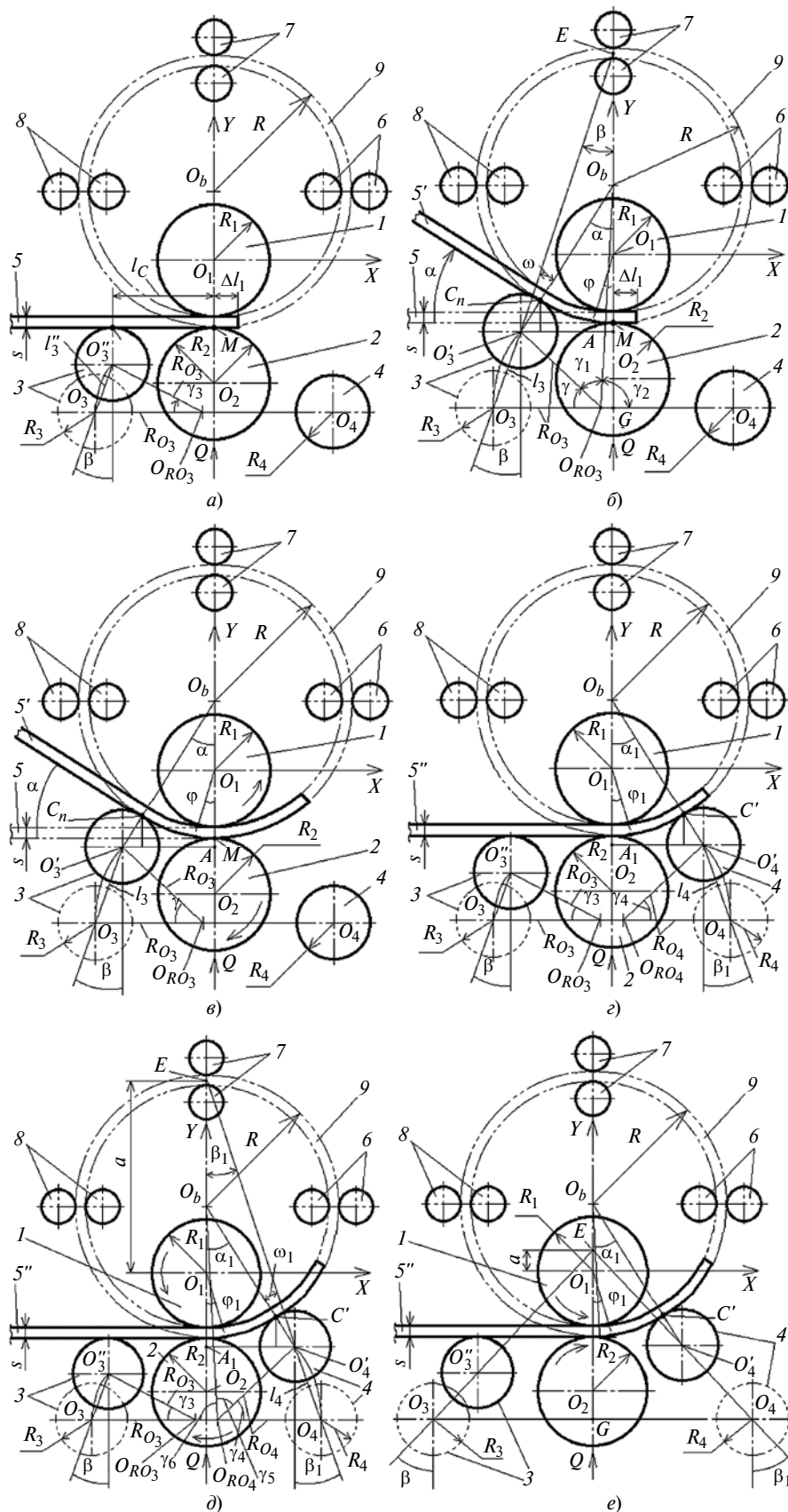


Рис. 1. Заготовка перед (а) и после (б) подгибки, после калибровки (в), после спрямления (г) и после гибки спрямленного участка на четырехвалковой машине с небольшим углом β_1 (д) и большим углом β_1 (е):

1 — верхний валок; 2 — нижний валок; 3 и 4 — боковые левый и правый валки; 5 — заготовка в исходном положении; 5' — заготовка после подгибки и калибровки кромки; 5'' — заготовка после спрямления изогнутой части; 6–8 — опорные ролики; 9 — изогнутая деталь

спрямленного участка заготовки сначала осуществляют перемещение правого валка с радиусом R_4 из центра O_4 в центр O'_4 (см. рис. 1, з), при котором этот валок коснется поверхности детали с радиусом R в точке C' , аналогично левому валку в работе [1]. По варианту 1 осуществляют поворот валка 4 на угол γ_4 от горизонтали O_3O_4 с помощью рычага $O_{RO_4}O_4$ по дуге окружности радиуса R_{O_4} с точкой опоры O_{RO_4} в виде оси на станине машины; по варианту 2 — перемещение валка 4 по прямой $O_4O'_4 = l_4$, наклонной к вертикали под углом β_1 . Для варианта 1 для определения параметров α_1 и γ_4 в момент касания правым валком 4 окружности изогнутой части штампуемой детали радиуса R (см. рис. 1, з) с учетом косоугольного треугольника $O_bO'_4O_{RO_4}$, три стороны которого известны, получены формулы:

$$\left. \begin{aligned} O_bO'_4 &= R + R_4 = a_2; \\ O_{RO_4}O'_4 &= R_{O_4} = b_2; \\ O_bO_{RO_4} &= c_2 = \\ &= [(X_{O_b} - X_{O_{RO_4}})^2 + (Y_{O_b} - Y_{O_{RO_4}})^2]^{1/2}; \\ X_{O_b} &= 0; \quad Y_{O_b} = R - R_1 - s; \\ p_2 &= (a_2 + b_2 + c_2)/2; \\ r_2 &= \{[(p_2 - a_2)(p_2 - b_2)(p_2 - c_2)]/p_2\}^{1/2}; \\ \gamma_5 &= 2\arctg[r_2/(p_2 - a_2)]; \\ \gamma_6 &= \arccos(X_{O_{RO_4}}/c_2); \\ \gamma_4 &= 180 - \gamma_5 - \gamma_6; \quad l_4 = 2R_{O_4} \sin(\gamma_4/2); \\ \alpha_1 &= \arcsin[(X_{O_{RO_4}} + R_{O_4} \cos \gamma_4)/(R + R_4)]. \end{aligned} \right\} (1)$$

Для варианта 2 для определения параметров α_1 и l_4 (см. рис. 1, д) с учетом косоугольного треугольника $O_bO'_4E$, для которого известны две стороны: $O_bO'_4 = a_2 = R + R_4$ и $O_bE = b_2 = a + R_1 + s - R$, угол β_1 или угол $(180 - \beta_1)$ (см. рис. 1, е) напротив $O_bO'_4$, получены формулы:

$$\left. \begin{aligned} EO_1 = a &= |X_{O_4}|/\tg \beta_1 - |Y_{O_4}|; \\ \alpha_1 &= \beta_1 + \arcsin[(a + R_1 + s - R) \sin \beta_1 / (R + R_4)]; \\ l_4 &= [|X_{O_4}| - (R + R_4) \sin \alpha_1] / \sin \beta_1 = \\ &= [|Y_{O_b} + |Y_{O_4}| - (R + R_4) \cos \alpha_1] / \cos \beta_1. \end{aligned} \right\} (2)$$

Если $(a + R_1 + s) > R$, то при небольшом угле β_1 (см. рис. 1, д) в формуле (1) второе слагаемое положительное, $\alpha_1 > \beta_1$.

Если $(a + R_1 + s) < R$, то при большом угле β_1 (см. рис. 1, е) в формуле (1) второе слагаемое отрицательное, $\alpha_1 < \beta_1$.

При $(a + R_1 + s) = R$ имеем $\alpha_1 = \beta_1$.

Так как правый валок обычно расположен симметрично левому и $\beta_1 = \beta$, то по этим же формулам можно рассчитывать перемещение и левого валка.

Исследуем деформированно-напряженное состояние (ДНС) заготовки при подгибке, калибровке, спрямлении и гибке спрямленного участка.

Теория упругопластического изгиба при подгибке кромки заготовки

В статье [1] упрощенная теория подгибки кромки заготовки была разработана без учета веса заготовки. В данной статье введем дополнения и получим более точную модель, учитывающую вес, который при большой длине поднимаемого участка, выступающего за боковой валок перед подгибкой, существенно влияет на обработку.

Нагрузка от веса заготовки распределяется равномерно по длине и характеризуется интенсивностью $q = P_{Cl}/l_{Cl}$, где P_{Cl} — вес части заготовки, которую поднимает боковой валок при подгибке; $l_{Cl} = l_b - \Delta l_1$ — длина этой части, здесь Δl_1 — небольшой по длине не изгибаемый край заготовки за верхним и нижним приводными валками, исключаяющий выскальзывание заготовки из-под валков при подгибке.

При расчете размеров и формы очага деформаций по длине заготовки и осям x или θ и y или r (рис. 2) изгибающий момент M_K упругого изгиба ($M_K = M_e$) в начале подгибки определяем из условия равновесия внешних сил q и F_3 и внутренних напряжений $\sigma_x = \sigma_\theta = E y (d\phi/dx) = E y/r_n$: $M_e = \int_{-s/2}^{s/2} (\sigma_x b y) dy = F_3 (l_C - x) - (q/2)(l_{Cl} - x)^2$, где F_3 — сила со стороны бокового валка; l_C — длина изгибаемой части заготовки от точки M контакта заготовки с нижним валком до точки C контакта с боковым валком (см. рис. 2, а); E — модуль упругости (ГОСТ 1497—84). По мере упругого изгиба напряжение σ_x на наружном и внутреннем слоях достигнет значения σ_T , а $M_e = M_{e \sigma_T} = \sigma_T s^2 b / 6 = F_{3,0} l_C - (q/2) l_{Cl}^2$ при $x = 0$, $F_3 = F_{3,0}$, тогда $F_{3,0} = [\sigma_T s^2 b / 6 + (q/2) l_{Cl}^2] / l_C$, где $\sigma_T = \sigma_{0,2}$ — предел текучести (ГОСТ 11701—84).

При дальнейшем изгибе момент M_K упругопластического изгиба ($M_K = M_{e-p}$) становится больше $M_{e \sigma_T}$, внутренние слои при $0 \leq |y| < e/2$ будут находиться в упругом состоянии, а внешние слои при $e/2 \leq |y| \leq s/2$ — в пластическом состоянии пока без

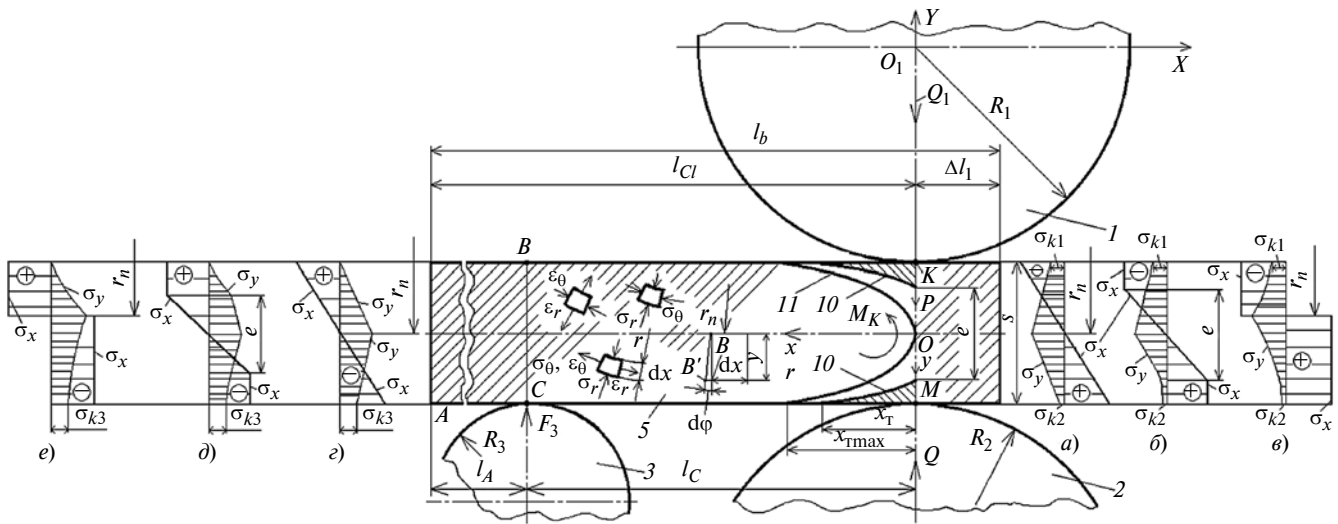


Рис. 2. Расчетная схема формы и размеров очага деформаций в начале подгибки кромки заготовки: 1 и 2 — верхний и нижний валки; 3 — боковой валок; 5 — заготовка

учета упрочнения при $\sigma_x = \sigma_T = \text{const}$. Момент M_{e-p} определяет интеграл $\int_{-s/2}^{s/2} (\sigma_x b y) dy$ (см. рис. 2, б, эпюра напряжения):

$$M_{e-p} = \sigma_T e^2 b / 6 + \sigma_T (s^2 - e^2) b / 4 =$$

$$= (\sigma_T s^2 b / 12) [3 - (e/s)^2] = F_3 (l_C - x) - (q/2) (l_{Cl} - x)^2;$$

$$e = s(3 - 2M_{e-p} / M_{e\sigma T})^{1/2} = s[3(1 - M_{e-p} / M_{\sigma T})]^{1/2};$$

$$r_n = [Es / (2\sigma_T)] (3 - 2M_{e-p} / M_{e\sigma T})^{1/2}. \quad (3)$$

В формуле (3) величину e заменим на $2y$ [1], получим: $M_{e-p} = (F_3 l_C / 2) [3 - (2y/s)^2] = F_3 (l_C - x) - (q/2) (l_{Cl} - x)^2$, откуда следует, что границы между центральной упругой зоной и верхней и нижней пластическими зонами являются гиперболами $x = f(y)$ при $-s/2 \leq y \leq s/2$:

$$(q/2)x^2 + (2/s^2)[(q/2)l_{Cl}^2 - F_3 l_C] y^2 + (F_3 - ql_C)x - F_3 l_C + (3/2)F_3 l_C - (q/4)l_{Cl}^2 = 0 \quad (4)$$

или

$$x = \{[(1/q)(F_3 - ql_C)]^2 - [4/(qs^2)][(q/2)l_{Cl}^2 - F_3 l_C] y^2 + (2/q)[F_3 l_C - (3/2)F_3 l_C + (q/4)l_{Cl}^2]\}^{1/2} - (1/q)(F_3 - ql_C) \quad (5)$$

на рисунке две заштрихованные зоны (см. рис. 2, линия 10 при $F_3/F_{3,0} = 1,1$ и линия 11), прилегающие к точкам K и M на оси y и верхней и нижней поверхностям заготовки — зоны пластических деформаций выше и ниже срединной поверхности

заготовки. При $x = 0, y = 0, e = 0$, когда все элементы на линии KM поперечного сечения переходят в пластическое состояние (см. рис. 2, в), получаем предельную силу: $F_3 \text{ lim} = [(3/2)F_{3,0}l_C - (q/4)l_{Cl}^2] / l_C$, вершина гиперболы совпадает с началом координат O (см. рис. 2, линия 11). При $y = \pm s/2$ гипербола пересекает две поверхности заготовки в двух точках с абсциссой x_T . При $F_3 = F_3 \text{ lim}$ в формуле (5) получим максимальную длину $x_{T \text{ max}}$, на которую распространяются пластические деформации при подгибке кромки заготовки. При $q = 0$ формулы (4) и (5), выведенные с учетом веса заготовки, соответствуют формулам в статье [1] без учета веса заготовки. Динамика распространения рассчитанных зон пластических деформаций по ходу подгибки подтверждается результатами CAD/CAE-моделирования [1].

При подгибке поднимаемая боковым валком часть AM заготовки длиной l_{Cl} состоит из не изгибаемого принудительно (свободно висящего) участка AC длиной l_A , который равномерно нагружен распределенной силой q собственного веса, и из изгибаемого участка CM длиной l_C , исследованного выше. Если $l_A > l_{A \text{ lim}}$, то участок AC под собственным весом изогнется вокруг бокового валка, т. е. будет брак.

Определим величину $l_{A \text{ lim}}$. Если принять допущение, что свободный (висящий) участок AC длиной l_A зашпелен по сечению BC, проходящему через центр бокового валка, и значение l_A от нуля постепенно увеличивать, то сначала материал заготовки в любой точке сечения BC будет находиться в упругом состоянии (см. рис. 2, з), которое опи-

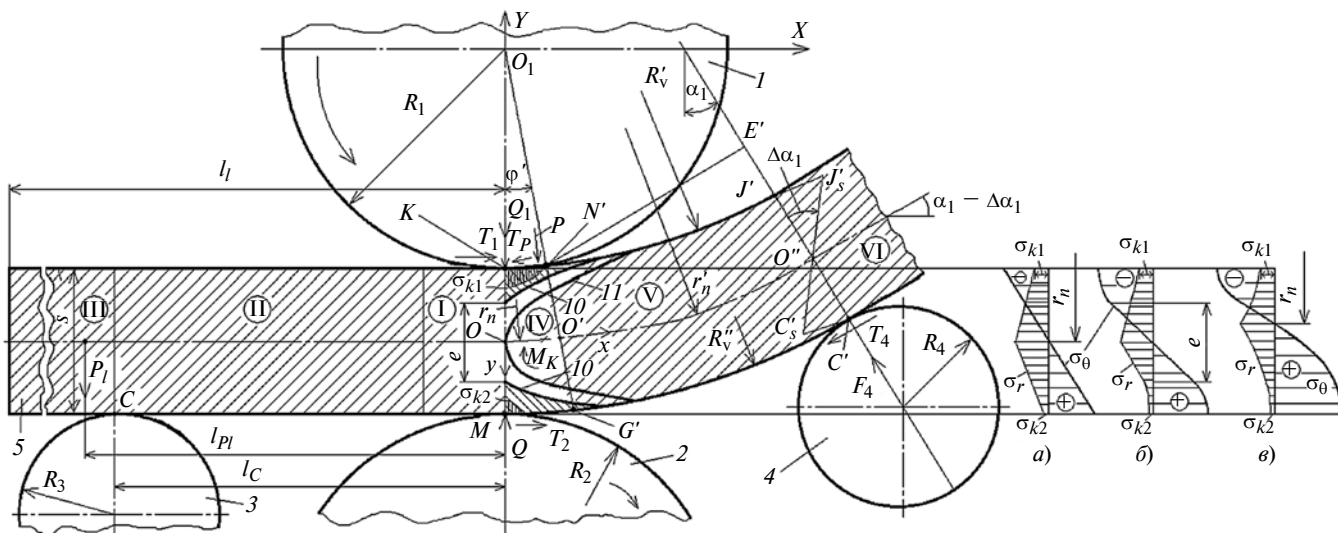


Рис. 3. Расчетная схема формы и размеров очага деформаций при гибке спрямленного участка:
 1 и 2 — верхний и нижний валки; 3 и 4 — боковые валки; 5 — заготовка

связывается уравнением $M_{e\sigma_T} = \sigma_T s^2 b / 6 = (q/2) l_A^2$, при котором напряжения σ_x на наружном и внутреннем слоях равны σ_T . Затем все элементы данного сечения будут находиться в упругопластическом состоянии, описываемом уравнением $M_{e-p} = \sigma_T e^2 b / 6 + \sigma_T (s^2 - e^2) b / 4 = (q/2) l_A^2$ (см. рис. 2, д). И далее они перейдут в пластическое состояние, характеризующееся уравнением $M_p = \sigma_T s^2 b / 4 = (q/2) l_A^2$ (см. рис. 2, е). Пластический шарнир в сечении *BC* начнет образовываться при напряжениях σ_x на наружном и внутреннем слоях, равных σ_T , уравнение момента $M_{e\sigma_T} = \sigma_T s^2 b / 6 = (q/2) l_{A \text{ lim}}^2$, откуда получим: $l_{A \text{ lim}} = [(\sigma_T s^2 b / 6) / (q/2)]^{1/2}$. Таким образом, установлено, что если длина свободно висящего участка $l_A > l_{A \text{ lim}} = [(\sigma_T s^2 b / 6) / (q/2)]^{1/2}$, то данный участок под собственным весом изогнется вниз вокруг бокового валка с возникновением нежелательных пластических деформаций в поперечном сечении заготовки над боковым валком. В этом случае предельную длину целесообразно рассчитывать по формуле $l'_{A \text{ lim}} = [(\sigma_T s^2 b / 6) / (q/2)]^{1/2} / n_b$, где n_b — запас прочности заготовки, назначаемый с учетом конкретных условий работы штампуемой детали, как правило, $n_b = 2 \div 5$. Если $l_A > l'_{A \text{ lim}}$, то под свободно висящий участок заготовки необходимо устанавливать ролики, которые будут поднимать этот участок вместе с подъемом бокового валка на этапе подгибки, удерживать участок в поднятом положении при калибровке, опускать участок при спрямлении и

удерживать участок в опущенном положении на последующих этапах.

Расчеты перемещений и деформаций элементов заготовки, напряжений, сил и пружинения с учетом упрочнения заготовки после подгибки, калибровки и спрямления изогнутого участка приведены в статье [1].

Теория упругопластического изгиба спрямленного участка

После подгибки кромки заготовки первым боковым валком, калибровки и спрямления к откалиброванному участку подводят второй боковой валок и задают вращения верхнему и нижнему валкам. Спрямленный участок с накопленными (после изгиба и спрямления) пластическими деформациями начинает перемещаться в направлении вращения валков, наталкивается на второй боковой валок и, скользя по нему, изгибается в противоположном направлении (по сравнению со спрямлением), приближаясь к дуге окружности с радиусом R , накапливая в третий раз пластические деформации. Вследствие знакопеременного нестационарного изгиба на этом участке повышается опасность образования трещин. При этом вибрации машины и заготовки данную опасность увеличивают. Теперь очаг деформаций состоит из участка IV напротив контакта заготовки с верхним валком радиуса R_1 , с которого пластические деформации начнут распространяться вдоль участка V (рис. 3).

Так как длина изгибаемой части по срединной поверхности небольшая $OO'' = l''_d \approx (R - s/2)\alpha_1$, то вес заготовки на этом участке можно не учитывать.

При расчете формы и размеров очага деформаций вдоль длины заготовки и оси x , направленной по срединной поверхности, изгибающий момент M_K упругого изгиба ($M_K = M_e$) определяем, как и выше, но при $q = 0$: $\sigma_x = Ey(d\varphi/dx) = Ey/r_n$,

$M_e = \int_{-s/2}^{s/2} (\sigma_x by) dy = F_4(l_d'' - x)$, где F_4 — сила со стороны бокового валка (см. рис. 3, а). По мере изгиба напряжения σ_x на наружном и внутреннем слоях достигнут значения σ_T , а момент M_e станет равным моменту $M_{e\sigma T} = \sigma_T s^2 b/6 = F_{4,0} l_d''$ при $x = 0$, $F_4 = F_{4,0}$, тогда $F_{4,0} = (\sigma_T s^2 b/6)/l_d''$.

При дальнейшем изгибе момент M_K упруго-пластического изгиба ($M_K = M_{e-p}$) станет больше $M_{e\sigma T}$, внутренние слои при $0 \leq |y| < e/2$ будут находиться в упругом состоянии, а внешние слои при $e/2 \leq |y| \leq s/2$ — в пластическом состоянии пока без учета упрочнения при $\sigma_x = \sigma_T = \text{const}$. Момент M_{e-p}

определяет интеграл $\int_{-s/2}^{s/2} (\sigma_x by) dy$ (см. рис. 3, б, эпюра напряжений):

$$M_{e-p} = \sigma_T e^2 b/6 + \sigma_T (s^2 - e^2) b/4 = (\sigma_T s^2 b/12)[3 - (e/s)^2] = F_4(l_d'' - x). \quad (6)$$

Заменив в формуле (6) e на $2y$ [1], получим: $M_{e-p} = (F_{4,0} l_d''/2)[3 - (2y/s)^2] = F_4(l_d'' - x)$, откуда следует, что границы между центральной упругой зоной и верхней и нижней пластическими зонами представляют собой параболы $y^2 - (3/4)s^2 = (s^2/2) \times (F_4/F_{4,0})(x/l_d'' - 1)$ или $x = l_d'' \{ [y^2 - (3/4)s^2]/[(s^2/2) \times (F_4/F_{4,0})] + 1 \}$ при $-s/2 \leq y \leq s/2$, которые показаны на рис. 3 (линия 10 при $F_4/F_{4,0} = 1,2$ и линия 11), где две заштрихованные зоны, прилегающие к точкам K и M на оси y и верхней и нижней поверхностям заготовки, — зоны пластических деформаций выше и ниже срединной поверхности заготовки. При $x = 0$, $y = 0$, $e = 0$, когда все элементы на линии KM поперечного сечения переходят в пластическое состояние, получим предельную силу $F_{4\text{ lim}} = (3/2)F_{4,0}$, $M_{e-p} = M_{\sigma T} = \sigma_T s^2 b/4$, а вершина параболы $y^2 = (3/4)s^2(x/l_d'')$ совпадает с началом координат O (см. рис. 3, линия 11). При $y = \pm s/2$ парабола пересекает две поверхности заготовки в двух точках с абсциссой $x_T = l_d''(1 - F_{4,0}/F_4)$. При $F_4 = F_{4\text{ lim}} = (3/2)F_{4,0}$ получим максимальную длину, на которую распространяются пластические деформации при изгибе заготовки: $x_{T\text{ max}} = l_d''/3$. Динамику распространения рассчитанных зон пластических деформаций при гибке подтверждают результаты CAD/CAE-моделирования [1].

При дальнейшем перемещении спрямленного участка в направлении вращения приводных валков и по мере охвата заготовкой верхнего валка в очаге деформаций образуются участки IV и V (см. рис. 3). Участок IV между осью Y и нормалью $N'G'$ (из граничной точки N' охвата заготовкой верхнего валка на угол φ') изгибается по валку, радиус кривизны R_1 . Внеконтактный участок V между нормалью $N'G'$ и $J'C'$ из точек N' и J' изгибается с радиусом кривизны нейтрального слоя r_n' . На участке IV контактное напряжение σ_k между заготовкой и верхним и нижним валками меньше предела текучести σ_T материала заготовки, поэтому ДНС элементов приближенно соответствует чистому изгибу. Для определения форм и размеров зон пластического растяжения и сжатия по толщине заготовки с учетом упрочнения элементов заготовки сначала (этап 1) решаем задачу упругого деформирования в полярных координатах (r, θ) с полюсом в центре O_1 верхнего валка.

Для листовой заготовки толщиной s и шириной b по закону упругости по всей толщине заготовки $e = s$ главное тангенциальное напряжение σ_θ изменяется линейно (см. рис. 3, а, эпюра середины участка IV):

$$\sigma_\theta = Ey(d\varphi/dx) = E(rd\varphi - r_n d\varphi)/(r_n d\varphi) = E(r - r_n)/r_n = E\delta_\theta = M_e(r - r_n)/J_z,$$

где M_e — изгибающий момент; $J_z = bs^3/12$ — момент инерции сечения; $r_n = R_1 + s/2$ — радиус нейтрального слоя, для которого $\sigma_\theta = 0$.

На внеконтактном участке V в полярных координатах (r', θ) с полюсом в центре O_b детали аналогично имеем: $\sigma_\theta = E(r' - r_n')/r_n' = E\delta_\theta = M_e(r' - r_n')/J_z$. Эпюра напряжений аналогична эпюре, показанной на рис. 3, а, только при $\sigma_k = 0$.

Для каждого приращения изгиба в каждом элементе каждого слоя в зоне изгиба рассчитаем: интенсивность напряжений: $\sigma_i = (1/\sqrt{2})[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{1/2}$, где $\sigma_1 = \sigma_\theta$; $\sigma_2 = \sigma_b = \sigma_z$; $\sigma_3 = \sigma_r$; интенсивность упругих деформаций: $\varepsilon_{ie} = [(\sqrt{2})/3][(\varepsilon_{1e} - \varepsilon_{2e})^2 + (\varepsilon_{2e} - \varepsilon_{3e})^2 + (\varepsilon_{3e} - \varepsilon_{1e})^2]^{1/2}$, где $\varepsilon_{1e} = \varepsilon_{\theta e}$; $\varepsilon_{2e} = \varepsilon_{z e}$; $\varepsilon_{3e} = \varepsilon_{r e}$. Как только в каком-то элементе σ_i достигнет $\sigma_T = \sigma_{0,2}$ или ε_{ie} достигнет предельного значения $\varepsilon_{\text{lim } e} = \ln(1 + \sigma_{0,2}/E)$, данный элемент перейдет в пластическое состояние. При этом изгибающий момент M_K на участках IV и V составит $M_K = M_{e\sigma T} = \sigma_T W_z$ ($W_z = s^2 b/6$ — момент сопротивления сечения при изгибе); $M_{e\sigma T} = \sigma_T s^2 b/6$, радиус нейтрального

слоя на внеконтактном участке V составит $r'_n = EW_{\tau s}/(2M_{e\sigma_T}) = (E/\sigma_T)s/2$.

На этапе 2 по мере перемещения заготовки все больше элементов нагруженных участков IV и V переходят в пластическое состояние, начиная с наружной и внутренней поверхностей заготовки к середине и частично захватывая смежные участки I и VI по длине. Это подтверждает и компьютерное моделирование [1]. Участок e по толщине заготовки (см. рис. 3, б), испытывающий только упругие деформации, уменьшается.

Для элементов, перешедших в пластическое состояние на участке IV, решаем совместно уравнения равновесия $d\sigma_r/dr + (\sigma_r - \sigma_\theta)/r = 0$ и пластичности $\sigma_r - \sigma_\theta = \pm\sigma_s$ для зон растяжения (в последнем уравнении со знаком минус) и сжатия по толщине, используя для определения постоянной интегрирования граничные условия, по которым для зоны растяжения на наружной поверхности заготовки при $r = R'_1 = R_1 + s$ и для зоны сжатия на внутренней поверхности заготовки при $r = R_1$ радиальное напряжение составит $\sigma_r = 0$ при $\sigma_k \approx 0$. Получим распределение напряжений σ_r и σ_θ по толщине s заготовки: в зоне растяжения: $\sigma_r = -\sigma_s \ln(R'_1/r)$ и $\sigma_\theta = \sigma_s[1 - \ln(R'_1/r)]$, где r изменяется от $R'_1 = r_n + s/2$ до $(r_n + e/2)$; в зоне сжатия: $\sigma_r = -\sigma_s \ln(r/R_1)$ и $\sigma_\theta = -\sigma_s[1 + \ln(r/R_1)]$, где r изменяется от $r_n - s/2 = R_1$ до $(r_n - e/2)$; $r_n = R_1 + s/2$. Момент M_{e-p} оп-

ределяется интегралом $\int_{-s/2}^{s/2} (\sigma_x b y) dy$ (см. рис. 3, б,

эпюра напряжения для середины участка IV) по формуле (3). Относительное удлинение граничного слоя, находящегося между упругой и пластической зонами, составит $\delta = (e/2)/r_n$. На внеконтактном участке V удлинение составит $\delta = (e/2)/r'_n$, e и r'_n рассчитываем по формуле (3). Эпюра напряжений аналогична эпюре, показанной на рис. 3, б, только при $\sigma_k = 0$.

По мере изгиба и перехода слоев из упругого в пластическое состояние наружные и внутренние слои, ранее перешедшие в пластическое состояние, упрочняются от σ_T до σ_s . В конце этапа 2 гибки на участке IV напротив линии KN' контакта заготовки с верхним валком практически все элементы по толщине заготовки перейдут в пластическое состояние ($e \approx 0$), т. е. достигается максимальный момент пластического изгиба, который с учетом упрочнения слоев составит $M_p = \sigma_s s^2 b/4$. На внеконтактном участке V радиус нейтрального слоя уменьшится до $r'_n = (E/\sigma_s)s/2$.

На заключительном этапе 3 гибки толщина упругодеформируемого нейтрального слоя станет

крайне малой, практически все элементы очага деформаций, состоящего из участков IV и V, переходят из упругого в пластическое состояние. Полученные выше распределения напряжений σ_r и σ_θ по толщине заготовки имеют вид (см. рис. 3, в, середина участка IV): в зоне растяжения ($r_n \leq r \leq R'_1$): $\sigma_r = -\sigma_s \ln(R'_1/r)$; $\sigma_\theta = \sigma_s[1 - \ln(R'_1/r)]$; в зоне сжатия ($R_1 \leq r \leq r_n$): $\sigma_r = -\sigma_s \ln(r/R_1)$; $\sigma_\theta = -\sigma_s[1 + \ln(r/R_1)]$. Приравняв напряжение σ_r зон растяжения и сжатия, получим радиус нейтрального слоя $r_n = [R_1(R_1 + s)]^{1/2}$, который смещен от срединного слоя радиуса $r_{cp} = (R_1 + R'_1)/2 = R_1 + s/2$ к внутренней поверхности заготовки.

Изгибающий момент $M_K = M_p$ определяем как сумму моментов, создаваемых напряжениями σ'_θ и σ''_θ в зонах растяжения и сжатия: $M_p = b \int \sigma'_\theta r dr + b \int \sigma''_\theta r dr = \sigma_s s^2 b/4 = 1,5\sigma_s W_z$, где для первого интеграла задан предел от r_n до R'_1 , для второго интеграла — от R_1 до r_n . Видно, что даже без учета упрочнения заготовки ($\sigma_s = \sigma_T$) момент M_K пластического изгиба ($M_K = M_p$) в 1,5 раза больше момента $M_{e\sigma_T}$ упругого изгиба, и с учетом упрочнения эта разница увеличивается.

Поскольку в конце предыдущего этапа обработки кривизна нейтрального слоя внеконтактного участка V заготовки была рассчитана при наибольшем изгибающем моменте, то на этапе 3 кривизна участка V существенно не изменится. В конце изгиба внутренняя поверхность участка IV является цилиндрической поверхностью с радиусом R_1 , который обычно значительно меньше радиуса $(R - s)$ штампуемой детали, а на участке V поверхность с радиусом R'_1 , который незначительно меньше $(R - s)$; обе поверхности сопряжены в точке N' . И только на следующем этапе гибки после вращения верхнего и нижнего валков и в результате перемещения заготовки с пластическим изгибом и разгрузкой с пружинением на выходе за боковым валком получают участок, близкий к поверхности детали с радиусом $(R - s)$. Напряжение σ_s текучести рассчитываем с учетом упрочнения по формуле $\sigma_s = \sigma_T + \sigma_B(1 + \delta_p)\epsilon_i'' [1-4]$.

В зоне изгиба участков IV и V состояние очага деформации близко к плоскому деформированному при $\epsilon_2 = \epsilon_b = \epsilon_z \approx 0$. При увеличении угла изгиба ϕ (или угла ϕ охвата заготовкой верхнего валка) на величину $d\phi$ элемент заготовки с координатами r и θ переместится с радиальной (u) и окружной (v) компонентами перемещения. Принимаем следующие условия: перемещение u не зависит от θ , а v зависит от θ и является линейной функцией от r , следовательно, сечения остаются плоскими, толщина не изменяется, деформации представляют собой окружное удлинение в элементах снаружи

нейтрального слоя, сжатие происходит внутри него, деформации совместны с напряжениями σ_r и σ_θ . Кроме того, они соответствуют условию несжимаемости заготовки, записанному через радиальную (ε_r) и тангенциальную (ε_θ) деформации: $\varepsilon_r + \varepsilon_\theta = 0$; $\varepsilon_r = \partial u / \partial r$; $\varepsilon_\theta = (\partial v / \partial \theta) / r + u / r$. Данным условиям удовлетворяет зависимость $u = [-1 / (2\varphi)](r + r_n^2 / r)$, $v = r\theta / \varphi$, где знак минус означает, что перемещение u направлено к центру кривизны; θ — угол между радиусом и сечением, от которого начинается охват заготовкой валка, $\varphi \leq \theta \leq (\varphi + d\varphi)$. Тогда деформации: $-\varepsilon_r = \varepsilon_\theta = [1 / (2\varphi)](1 - r_n^2 / r^2)$; бесконечно малые приращения деформаций: $-d\varepsilon_r = d\varepsilon_\theta = [-1 / (2\varphi^2)](1 - r_n^2 / r^2)d\varphi$, $d\gamma_{r\theta} = 0$; конечные логарифмические деформации: $-e_r = e_\theta = \ln[(r\varphi / (r_n\varphi))] = \ln(r / r_n)$; относительные деформации: $\delta_r = (r_n / r) - 1$, $\delta_\theta = (r\varphi - r_n\varphi) / (r_n\varphi) = (r / r_n) - 1$.

На всех этапах момент, деформации и напряжения, рассчитанные для средин участков IV и V, плавно уменьшаются до значений, близких к нулю, на границах с недеформированными на данном этапе обработками участками I и VI.

Сила гибки спрямленного участка

При перемещении от вращения приводных валков участок MC' заготовки изгибается от действия бокового валка силой F_4 . Проецируем на вертикаль вес P_b заготовки, силу F_4 гибки заготовки боковым валком и силу $T_4 = \mu_4 F_4$ трения между заготовкой и этим валком (см. рис. 3), активную (обеспечивающую перемещение заготовки в направлении вращения валков) силу трения $T_2 = \mu_2 Q$ и силу Q прижима заготовки нижним валком к верхнему, которая уравновешивается реакцией Q_1 от верхнего валка, активную силу трения $T_1 = \mu_1 Q_1$, реакцию P верхнего валка вблизи точки N' и силу $T_p = \mu_1 P$ трения, возникающую в результате проскальзывания верхнего валка относительно изгибаемой заготовки:

$$F_4 = [P(\cos\varphi' + \mu_1 \sin\varphi') + P_b] / (\cos\alpha_1 - \mu_4 \sin\alpha_1),$$

здесь коэффициенты μ_4 трения качения бокового валка и коэффициенты μ_1 и μ_2 скольжения верхнего и нижнего валков по заготовке выбираем по справочникам [1]. Силу P можно найти из равенства момента, создаваемого этой силой на границе $N'G'$ контактного участка IV и плечом $l'_N = EN'$, и предельного момента пластического изгиба [1–4]: $P = \sigma_s b s^2 / (4l'_N)$.

Так как радиус кривизны внеконтактного участка V близок к R , а угол φ' близок к нулю, плечо l'_N силы F_4 относительно точки N' определяем как

$l'_N = (R - s)\sin\alpha_1$. Минимальную (чтобы принудительно не утонять заготовку верхним и нижним валками) силу Q можно определить по формуле $Q = M_p / (R\sin\alpha_1) + P_b = (\sigma_s b s^2 / 4) / (R\sin\alpha_1) + P_b$.

Рассчитав силу F_4 для наибольших геометрических параметров и показателей механических свойств детали и заготовки, с учетом массы бокового валка можно подобрать два стандартных гидравлических домкрата, которые для перемещения валка устанавливают по концам валка. Если валок перемещается по дуге от вращения рычага, то силу домкрата выбирают с учетом отношения длин двух плеч рычага и сил трения в осях при его вращении. Если валок перемещается по прямой под углом β_1 к вертикали, то по оси домкрата будет действовать сила $F_4 \cos|\alpha_1 - \beta_1|$, а перпендикулярно этой оси — сила $F_4 \sin|\alpha_1 - \beta_1|$, которая по оси домкрата будет создавать дополнительную силу трения: $\mu_j F_4 \sin|\alpha_1 - \beta_1|$, где μ_j — коэффициент трения в направляющих призмах валка. Работу W_d деформации заготовки при гибке можно найти CAD/CAE-моделированием. Величины F_4 , Q и W_d используют при выборе валковой машины и оснастки.

Пружинение детали после гибки спрямленного участка

В процессе перемещения заготовки элементы участка IV переходят сначала в участок V, а затем в участок VI готовой детали (см. рис. 3). Как только элементы заготовки участка V, изогнутые на угол α_1 , переместятся за боковой валок (за сечение $J'C'$) в участок VI, то под действием упругих деформаций, которые всегда сопровождают пластические деформации, из-за пружинения деформированные элементы распрямятся на угол $\Delta\alpha_1$. При разгрузке наружные слои участка V в зоне растяжения укорачиваются, а внутренние слои в зоне сжатия удлиняются. Это вызывает поворот поперечных сечений заготовки на величину $\Delta\alpha_1$ пружинения относительно нейтральной поверхности, при разгрузке по закону упругости совпадающей со срединной поверхностью заготовки. Угол α_1 уменьшается на величину $\Delta\alpha_1$, а усредненный наружный радиус участка V, приближенно равный радиусу детали R с центром в точке O_b после гибки на участке IV, после разгрузки увеличивается на ΔR . Поперечное сечение $J'C'$ в виде границы между участками V и VI после перемещения за боковой валок поворачивается в положение $J'_s C'_s$ на угол $\Delta\alpha_1$ пружинения (см. рис. 3, угол $\Delta\alpha_1$ для наглядности увеличен).

По закону упругости $\sigma_\theta = E\delta = E\Delta l / l$ длина $l = R\alpha_1 + p_1 + p_2$ деформированного наружного слоя после разгрузки уменьшится на $\Delta l = C'_s C'_s = (\sigma_\theta / E)l = (\sigma_s / E)(R\alpha_1 + p_1 + p_2)$, при этом $\sigma_\theta = \sigma_s$, $\text{tg}\Delta\alpha_1 \approx$

$\approx \Delta\alpha_1 = \Delta l/(s/2) = 2\Delta l/s$. Следовательно, расчетный угол пружинения составит:

$$\Delta\alpha_1 = \text{Karctg}\{(2\sigma_s/E)[(R/s)\alpha_1 + p_1/s + p_2/s]\} \approx \\ \approx K\{(2\sigma_s/E)[(R/s)\alpha_1 + p_1/s + p_2/s]\}. \quad (7)$$

Если значения p_1 и p_2 (показатели распространения пластических деформаций от очага деформаций IV и V на участки I и VI) неизвестны, то принимаем $p_1 = p_2 = 0$. Принятые допущения учитывает коэффициент $K = \Delta\alpha_3/\Delta\alpha_T$, где $\Delta\alpha_3$ определяют экспериментально или по справочникам; $\Delta\alpha_T$ рассчитывают при $K = 1$. Если данные для $\Delta\alpha_3$ отсутствуют, то используем формулу (7) при $K = 1$.

Если на машине подъем бокового вала осуществляется поворотом вала на угол γ_4 (см. рис. 1, д) с помощью рычага $O_{RO_4}O_4$ по дуге окружности радиуса R_{O_4} с точкой опоры $O_{RO_4}(X_{ORO_4}, Y_{ORO_4})$, то для учета пружинения кромки заготовки после гибки необходимо угол γ_4 увеличить на $\Delta\alpha_1$ с хордой $a'' = 2R_{O_4}\sin(\Delta\alpha_1/2)$ или увеличить ход бокового вала с $l_4 = 2R_{O_4}\sin(\gamma_4/2)$ до $l'_4 = 2R_{O_4}\sin[(\gamma_4 + \Delta\alpha_1)/2]$. При этом усредненный радиус R_b гибки относительно заданного радиуса R детали уменьшится на величину ΔR , ориентировочно равную хорде a'' : $\Delta R \approx a''$ или $\Delta R \approx l'_4 - l_4$; $R_b = R - \Delta R$.

Если на машине подъем бокового вала осуществляется перемещением по прямой $O_4O'_4 = l_4$, наклонной к вертикали под углом β_1 (см. рис. 1, д), то для учета пружинения угол α_1 увеличивают на $\Delta\alpha_1$, при этом ход вала l_4 увеличится до $l'_4 = [Y_{O_b} + |Y_{O_4}| - (R + R_4)\cos(\alpha_1 + \Delta\alpha_1)]/\cos\beta_1$; $\Delta R \approx l'_4 - l_4$; $R_b = R - \Delta R$.

Следовательно, заготовку необходимо изгибать по радиусу $R_b < R$, чтобы после гибки и разгрузки получить радиус R .

Установлена закономерность: при перемещении изогнутых боковым валком элементов заготовки за этот боковой валок из-за действия упругих деформаций изогнутые элементы распрямятся на угол пружинения. Поэтому, чтобы после перемещения изогнутых элементов заготовки за боковой валок получить радиус, равный радиусу детали с заданной точностью, необходимо увеличить изгиб заготовки данным боковым валком, т. е. рассчитанный по формулам (1) и (2) теоретический угол α_1 гибки необходимо увеличить на $\Delta\alpha_1$, данную величину можно определить по формуле (7), или ход l_4 вала увеличить до l'_4 , или на 10 %, а затем уточнить CAD/CAE-моделированием и при наладке процесса гибки.

Так как при гибке ДНС очага деформации неравномерно, то и разгрузка происходит неравномерно, что оставляет наружные слои в несколько растянутом состоянии, а внутренние слои немного сжатыми. Это приводит к остаточным напряжениям σ_r''' и σ_θ''' после разгрузки заготовки. Са-

моуравновешенная по условиям $\int_{-s/2}^{s/2} (\sigma_\theta b) dy = 0$ и $\int_{-s/2}^{s/2} (\sigma_r b) dy = 0$ эпюра остаточных напряжений в

изогнутом участке VI детали получена как разность эпюры напряжения σ_θ при нагружении моментом M_p при пластическом изгибе и линейной эпюрой напряжения $\sigma_\theta = M_e \sigma_s (r' - r'_n)/J_z$ при разгрузке моментом $M_e \sigma_s$ при упругом спрямлении, при котором $r'_n = R - s/2$. При значениях $R/s \gg 1$, которые, как правило, имеют место при гибке детали радиуса R из листовой заготовки толщиной s на валковой машине, при разгрузке упругие деформации и напряжения уменьшаются до значений, близких к нулю ($\sigma_r''' \approx 0$ и $\sigma_\theta''' \approx 0$).

Расчеты минимального радиуса изгиба без образования трещин и разрушения заготовки приведены в статьях [3, 4], но при гибке на валковых машинах трещин на заготовке, как правило, не бывает, и основная задача заключается в учете пружинения детали после гибки.

В CAD/CAE-системе Marc MSC Software смоделированы подгибка, калибровка, спрямление и гибка спрямленного участка заготовки в валковой машине на основании теории гибки [1–4] и схем, показанных на рис. 1–3.

Параметры заготовки и валков

Для изготовления цилиндрической детали из алюминиевого сплава АМг6М (ГОСТ 21631–76) с размерами: $D = 3000$ мм, $b = 3000$ мм, $s = 30$ мм использовали прямоугольную заготовку с размерами: $l_b = 9330$ мм — рассчитана по длине нейтрального слоя при гибке; $b = 3000$ мм; наибольшая толщина (с учетом верхнего предельного отклонения) $s = 30$ мм; $\Delta l_1 = s = 30$ мм. Размеры валков (см. рис. 1, а): $R_1 = R_2 = 280$ мм; $R_3 = R_4 = 190$ мм. Координаты центра левого бокового вала: $X_{O_3} = -580$ мм, $Y_{O_3} = -(R_1 + s + R_3) = -500$ мм. Правый боковой валок располагается симметрично относительно плоскости YZ ; боковые валки перемещаются по прямой под углом $\beta = \beta_1 = 53,5^\circ$ к вертикали.

Алюминиевый сплав АМг6М характеризуется высокими пластичностью и свариваемостью, поэтому широко применяется для изготовления обечаек ракет. Показатели механических свойств сплава АМг6М (ГОСТ 11701–84): $E = 71\,000$ Н/мм²; отношение упругой относительной поперечной деформации к продольной $\nu = 0,33$; плотность $\gamma = 2,64 \cdot 10^{-9}$ т/мм³; относительное равномерное удлинение $\delta_p = 0,15$; относительное удлинение после разрыва $\delta_{fc} = 0,18$; $\sigma_T = \sigma_{0,2} = 155$ Н/мм²; пре-

дел прочности $\sigma_B = 315 \text{ Н/мм}^2$, истинный предел прочности $\sigma_{B \text{ ис}} = \sigma_B(1 + \delta_p) = 362 \text{ Н/мм}^2$. Коэффициент анизотропии при листовой штамповке $Z_0 = (\varepsilon_s - \varepsilon_b)/(0,5\varepsilon_l)$ [2].

Диаграмму напряжения текучести (ДНТ) (σ_s) при упрочнении заготовки с интенсивностью ε_i пластических деформаций в процессе штамповки строили по формулам $\sigma_s = \sigma_{0,2} + \sigma_{B \text{ ис}} \varepsilon_i^n$ при $0 \leq \varepsilon_i \leq \varepsilon_{i \text{ lim}}$; $n = \ln[1 - \sigma_{0,2}/\sigma_{B \text{ ис}}]/\{\ln[\ln(1 + \delta_p)]\}$ [1–4]; $\sigma_s = \sigma_{s \text{ lim}} = \sigma_{0,2} + \sigma_{B \text{ ис}} \varepsilon_{i \text{ lim}}^n = \text{const}$ при $\varepsilon_i \text{ lim} < \varepsilon_i \leq \varepsilon_{i \text{ max}}$. В CAD/CAE-систему вводили значения ε_i и σ_s в виде таблицы. Значение $\varepsilon_{i \text{ lim}}$ определяли по диаграмме предельных деформаций, величина $\varepsilon_{i \text{ max}}$ в 3 раза больше $\varepsilon_{i \text{ lim}}$. ДНТ аналогична диаграмме, показанной в статье [4]. Для повышения точности на начальных этапах гибки (интенсивное упрочнение) интервалы для ε_i из таблицы выбирали небольшими, а на конечных этапах (неинтенсивное упрочнение перед разрушением заготовки) интервалы увеличили. Толщину заготовки разделили на десять конечных элементов (КЭ): $N_s = 10$, по ширине $N_b = 10$, по длине $N_l = 10^3$, всего 10^5 объемных КЭ.

Результаты CAD/CAE-моделирования

Получены значения основных показателей ДНС по толщине, ширине и длине заготовки при гибке.

На рис. 4 (см. обложку) показано распределение интенсивности пластических деформаций в очаге деформаций на участке контакта заготовки с верхним и нижним валками в увеличенном масштабе перед гибкой спрямленного участка (см. рис. 4, а) и после двух последующих приращений перемещения заготовки (см. рис. 4, б, в). Видно, как при гибке образуется очаг пластических деформаций, начиная с растянутых наружных слоев заготовки и сжатых внутренних слоев. Между перешедшими в пластическое состояние наружными и внутренними слоями находятся срединные слои пока еще в упругом состоянии. Такая неоднородность ДНС вызывает повышенное пружинение элементов заготовки после выхода из контакта с боковым валком и разгрузки.

На рис. 5 (см. обложку) показано распределение интенсивности пластических деформаций в очаге деформаций после гибки спрямленного участка по толщине заготовки (см. рис. 5, а, вид спереди) и по поверхности (см. рис. 5, б, вид снизу). Видно, что на всем участке растянутые наружные слои и сжатые внутренние слои накопили большие пластические деформации и упрочнились, в то время как внутренние слои только перешли в пластическое

состояние. На выходе за боковой валок участок разгрузится от внутренних напряжений с определенными остаточными напряжениями, однако накопленные пластические деформации сохранятся. Внутри образующихся участков готовой детали сохраняются и дефекты [3], вызванные пластическими деформациями, которые повышают опасность образования трещин при эксплуатации изогнутой детали в изделии.

По наличию пластических деформаций на заготовке после подгибки, калибровки и спрямления выделены шесть зон, описанные в статье [1]. После гибки спрямленного участка к этим шести зонам добавились две зоны: зона с небольшими пластическими деформациями наружных и внутренних слоев (см. рис. 5, а) в начале гибки спрямленного участка и зона с большими пластическими деформациями наружных и внутренних слоев на всех остальных шагах гибки спрямленного участка заготовки.

Так как для гибки на валковых машинах используют заготовки не только из высокопластичных материалов, но из материалов и композитов с покрытиями с низкими показателями пластичности (δ_p и δ_c), то для исследования вероятности образования трещины на поверхностях изгибаемой заготовки целесообразно использовать критерии, представленные в работах [1–4]. Установлено, что нет опасности образования трещин на данной заготовке при гибке спрямленного участка. Построены графики изменения сил, действующих на заготовку со стороны валков.

Если CAD/CAE-моделированием выявляются высокая вероятность образования трещины, низкая точность размеров или чрезмерное пружинение заготовки после подгибки, калибровки, спрямления и гибки спрямленного участка, то в CAD/CAE-систему вносят необходимые изменения [1–4] по параметрам заготовки или параметрам обработки. Моделирование выполняют до тех пор, пока не будут достигнуты заданные параметры отштампованной детали.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Жарков В. А.** Гибка листов и профилей на четырехвалковой машине для корпусов ракет, трубных и каркасных изделий. Ч. 1–3 // Вестник машиностроения. 2019. № 8, 12; 2020. № 4.
2. **Жарков В. А.** Испытания материалов. Анизотропия листов и ее влияние на листовую штамповку // Вестник машиностроения. 2017. № 11. С. 46–55.
3. **Жарков В. А.** Испытания материалов // Вестник машиностроения. 2016. № 6, 8; 2017. № 1, 4, 8, 11; 2018. № 2, 5, 10; 2019. № 2, 6.
4. **Жарков В. А.** Моделирование в системе Marc обработки материалов в машиностроении. Ч. 1–7 // Вестник машиностроения. 2012. № 8–12; 2013. № 2, 3.

Ю. В. ДИМОВ, д-р техн. наук, Д. Б. ПОДАШЕВ, канд. техн. наук (Иркутский национальный исследовательский технический университет), e-mail: Dimov-Ura@yandex.ru

Температура резания при обработке эластичными абразивными кругами

Проанализированы тепловые процессы, возникающие при обработке эластичными абразивными кругами (ЭАК). Предложен расчет теплоты от воздействия единичного абразивного зерна и температуры обрабатываемой заготовки при обработке, которая должна быть ниже температуры плавления полимерной связки ЭАК. Адекватность математической модели подтверждена экспериментами.

Ключевые слова: эластичный абразивный круг, микрорельеф, сила резания, температура, режим обработки.

The thermal processes that occur during processing with elastic abrasive wheels (EAW) are analyzed. The calculation of heat from the impact of a single abrasive grain and the temperature of the billet during processing, which should be lower than the melting temperature of the EAW polymer binder, is proposed. The adequacy of the mathematical model is confirmed by experiments.

Keywords: elastic abrasive wheel, microrelief, cutting force, temperature, processing mode.

Эластичные абразивные круги (ЭАК) используют при финишной обработке поверхностей деталей. В данном инструменте в качестве связки применяют полимеры, которые очень чувствительны к высоким температурам. При обработке деталей из конструкционных материалов выделяется большое количество теплоты, что может привести к оплавлению рабочей поверхности ЭАК. Поэтому при назначении режимов обработки необходимо учитывать температуру, возникающую при резании.

Так как данный процесс обработки является стохастическим, ввиду того, что расположение зерен на режущей поверхности инструмента подчиняется вероятностным законам, процесс теплообразования при обработке ЭАК тоже стохастический и зависит от активных (участвующих в обработке) зерен.

Режущую способность ЭАК характеризует профилограмма, которая отображает микрорельеф рабочей поверхности инструмента. Приработанный инструмент имеет установившейся микро-

рельеф, который получается в результате изнашивания эластичной основы ЭАК и выпадения части зерен.

В экспериментах использовали ЭАК компании 3М (Minnesota Mining and Manufacturing Company), изготовленных из абразивного материала Scotch-Brite™ (табл. 1).

При анализе тепловых процессов при обработке ЭАК кроме локальной теплоты, выделяемой при воздействии активного зерна на обрабатываемый материал, следует учитывать повышение температуры, вызванное другими абразивными зёрнами, ранее кон-

тактирующих на площадке контакта.

Мощность Q процесса обработки зависит от силы P взаимодействия и скорости v относительного перемещения инструмента и заготовки:

$$Q = Pv.$$

Теплоту, которая выделяется при механической обработке, согласно работе [1] можно представить как

$$Q = Q_d + \sum_{i=1}^m Q_{Ti},$$

где Q_d — теплота, эквивалентная работе деформации; Q_{Ti} — теплота, эквивалентная работе трения на каждом из m максимумов [2] режущего микрорельефа, участвующих в контакте.

Скорость перемещения источника теплоты в данном случае характеризуется критерием Пекле:

$$Pe = \frac{vl}{\omega},$$

где v — скорость источника теплоты; l — характерный размер источника; ω — температуропроводность материала, в котором источник перемещается, $\text{см}^2/\text{с}$.

Скорость источника теплоты при обработке ЭАК, которая соответствует критерию Пекле $Pe \geq 10$, превышает скорость распространения теплоты в заготовке, т. е. теплота от воздействия инструмента распространяется только под инструментом и за ним относительно его движения.

Таблица 1

Параметры используемых в эксперименте ЭАК

Марка ЭАК	D_k , мм	B_k , мм	r_k , мм	d_k , мм	M_k , кг	ρ_k , кг/м ³	Абразив	Z , мкм
FS-WL-8AMED	140,5	26,0			0,278	712,77	Al ₂ O ₃	50÷60
FS-WL-6SFIN	129,5	25,5	17,5	25,4	0,162	501,63		45÷50
FS-WL-2SCRS	147,2	26,0			0,162	377,37	SiC	200
DB-WL-8SMED	147,8	25,6			0,284	666,29		50÷60
CF-FB-0,5AFIN	193,0	50,0	45,0	76,5	0,418	339,03	Al ₂ O ₃	45÷50

Примечание. D_k — диаметр ЭАК; B_k — ширина; r_k — радиус втулки; d_k — диаметр отверстия; M_k — масса; ρ_k — плотность материала; Z — зернистость.

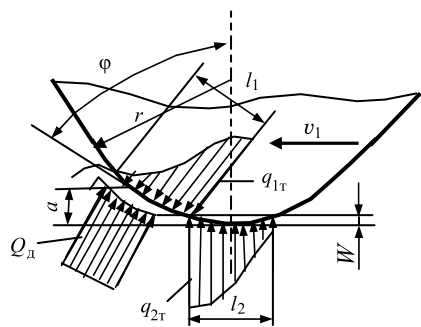


Рис. 1. Параметры абразивного зерна и эпюры теплового нагружения

Время τ работы теплового источника отражает критерий Фурье:

$$Fo = \frac{\omega\tau}{l^2}.$$

При использовании метода источников основу математической модели составляет описание температурного поля, возникающего в неограниченном теле под действием теплоты импульса точечного источника (в нашем случае от воздействия единичного зерна). Данное температурное поле описывается выражением [1]

$$\Theta(x, y, z, \tau) = \frac{Q}{\lambda\sqrt{\omega}(4\pi\tau)^{3/2}} \exp\left[-\frac{R_l^2}{4\omega\tau}\right],$$

где $\Theta(x, y, z, \tau)$ — температура тела в точке с координатами x, y, z , возникающая по истечении времени τ после того, как в точке с координатами $x_{и}, y_{и}, z_{и}$ имел место тепловой импульс; λ — теплопроводность, Вт/(см · °С); R_l — расстояние от точки до источника:

$$R_l = \sqrt{(x_{и} - x)^2 + (y_{и} - y)^2 + (z_{и} - z)^2}.$$

Площадь контакта представляем в виде плоской геометрической фигуры с пятнами фактических контактов абразивных зерен с заготовкой.

Теплота, выделяемая под действием окружной силы P_Z резания в зоне активного зерна, составляет:

$$Q = P_{Z1}v,$$

где P_{Z1} — средняя тангенциальная сила резания одного зерна; v — скорость ЭАК.

На рис. 1 приведена схема для расчета локальной температуры в зоне работы режущего зерна. В качестве модели абразивного зерна в соответствии с работой [2] принят конус со скругленной вершиной, радиус скругления r .

В зоне резания выделяемую суммарную теплоту составляют:

$q_{д}$ — теплота деформации в зоне стружкообразования (интенсивность источника);

$q_{1т}$ — теплота трения на площадке контакта между стружкой и передней поверхностью инструмента;

$q_{2т}$ — теплота в зоне трения задней поверхности инструмента и детали.

Для математического описания режущего микрорельефа необходимо знать [2]: σ — среднее квадратичное отклонение профиля; m — число максимумов; $n(0)$ — число пересечений со средней линией.

Среднее число активных (работающих) зерен на единице поверхности контакта ЭАК с деталью определяет формула [3]

$$N = E(N)BL, \quad (1)$$

где B — ширина контакта ЭАК с деталью; L — длина участка контакта с деталью (рис. 2 отрезок AC); $E(N)$ — математическое ожидание числа зерен, находящихся в контакте с деталью на 1 мм^2 [2, 4]:

$$E(N) = \frac{\pi n^2(0)}{2\sqrt{2}\pi} \gamma e^{-\left(\frac{\gamma^2}{2}\right)}, \quad (2)$$

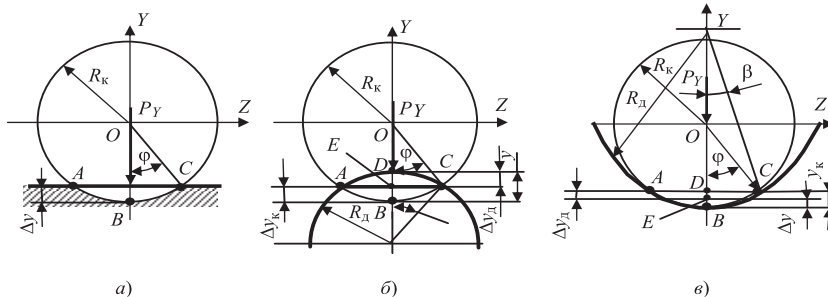


Рис. 2. Схемы взаимодействия ЭАК с плоской заготовкой (а), цилиндрической с наружной стороны (б) и внутренней (в)

где γ — относительное сближение режущего микрорельефа с поверхностью.

Длина участка контакта ЭАК с деталью при обработке плоскости периферией ЭАК составит:

$$L = 2\sqrt{2\Delta y_k R_k - \Delta y_k^2},$$

где Δy — суммарная деформация ЭАК (задается как режим обработки); Δy_k — деформация ЭАК.

При обработке плоскости

$$\Delta y_k = \Delta y \text{ (см. рис. 2, а);}$$

при обработке наружной цилиндрической поверхности (см. рис. 2, б)

$$\Delta y_k = \Delta y - \Delta y_d;$$

при обработке внутренней цилиндрической поверхности (см. рис. 2, в)

$$\Delta y_k = \Delta y + \Delta y_d,$$

где Δy_d — деформация ЭАК, связанная с формой детали;

при обработке наружной цилиндрической поверхности (см. рис. 2, б)

$$\Delta y_d = \frac{\Delta y^2 - 2\Delta y R_k}{2(\Delta y - R_k - R_d)};$$

при обработке внутренней цилиндрической поверхности (см. рис. 2, в)

$$\Delta y_d = \frac{\Delta y^2 - 2\Delta y R_k}{2(R_k - R_d - \Delta y)}.$$

В уравнении (2) γ — относительное сближение режущего микрорельефа с обрабатываемой поверхностью определяет формула

$$\gamma = E(y_E)/\sigma.$$

Здесь $E(y_E)$ — математическое ожидание внедрения единичного зерна:

$$E(y_E) = \sigma[E(\gamma_0) - \gamma], \quad (3)$$

где $E(\gamma_0)$ — математическое ожидание относительных высот максимумов, в аппроксимированном виде приведено в работе [4]:

$$E(\gamma_0) = \gamma^{0,802} + 0,97. \quad (4)$$

Для определения математического ожидания $E(y_E)$ внедрения единичного зерна воспользуемся зависимостями составляющих силы резания для единичного зерна, приведенными в работах [2] и [4].

Нормальную (P_{Y1}) и тангенциальную (P_{Z1}) составляющие силы резания на единичном зерне определяют выражения:

$$P_{Y1} = Kr^2 f_Y; \quad P_{Z1} = Kr^2 f_Z.$$

Здесь K — предел текучести на сдвиг; r — математическое ожидание радиуса средней приведенной кривизны всех вершин в соответствии с работами [2] и [5]; f_Y и f_Z — коэффициенты, формулы для расчета которых приведены в аппроксимированном виде в работе [2]:

$$\begin{aligned} f_Y &= 14,387 \varepsilon_E^{0,895}; \\ f_Z &= 7,1 \varepsilon_E, \end{aligned} \quad (5)$$

где $\varepsilon_E = E(y_E)/r$ — относительная величина внедрения зерен:

$$E(r) = \frac{3\sqrt{\pi}}{16\pi^2 mn(0)\sigma}. \quad (6)$$

В уравнении (6) приведен средний радиус кривизны вершин на всем режущем микрорельефе. Исследования показали, что при обработке эластичным инструментом в процессе резания участвуют вершины зерен при очень малой глубине внедрения $E(y_E)$. Поэтому реальный радиус зависит от режима обработки: скорости v резания, деформации Δu ЭАК и подачи S . Исследованиями установлена зависимость ра-

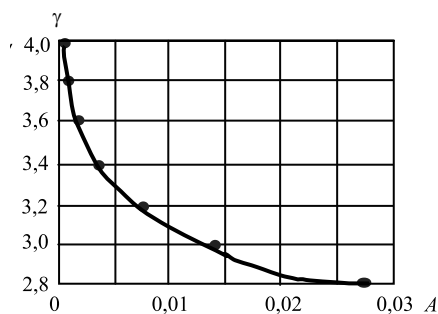


Рис. 3. Зависимость величины γ от A [см. формулу (9)]

диуса кривизны вершин зерен от v , Δu и S :

$$\begin{aligned} r &= d_1 \Delta u^2 + d_2 v^2 + d_3 S^2 + d_4 \Delta u + \\ &+ d_5 v + d_6 S + d_7 \Delta u v + d_8 \Delta u S + \\ &+ d_9 v S + d_{10} \Delta u v S + d_{11}. \end{aligned} \quad (7)$$

Значения коэффициентов d_{1-10} и свободного члена d_{11} в уравнении (7) приведены в табл. 2.

Суммарные составляющие силы резания на всей площадке контакта:

$$P_Y = Kr^2 f_Y N; \quad P_Z = Kr^2 f_Z N. \quad (8)$$

Подставив формулы (1)–(5) в уравнение (8) и решив относительно γ , получим:

$$\begin{aligned} (\gamma^{0,802} - \gamma + 0,97)^{0,895} \times \\ \times \gamma e^{-\left(\frac{\gamma}{2}\right)^2} = A, \end{aligned} \quad (9)$$

$$\text{где } A = \frac{P_Y}{9,0149 Kr^2 \left(\frac{\sigma}{r}\right)^{0,895} n^2(0) BL},$$

здесь P_Y — полная нормальная составляющая силы для $B = 1$ мм [6].

Определить величину γ по формуле (9) можно только численным методом.

На рис. 3 приведена зависимость γ от A [см. формулу (9)], аппроксимированная уравнением $\gamma = 2,5A^{-0,0531}e^{-2,929A}$.

Средняя толщина a удаляемого элементарного слоя (см. рис. 3) соответствует математическому ожиданию внедрения единичного зерна:

$$a = E(y_E).$$

Длины участков контакта по передней l_1 и задней l_2 поверхностям (см. рис. 1):

$$l_1 = \sqrt{2ar + \frac{1}{3}a^2};$$

$$l_2 = 2\sqrt{2Wr - W^2}.$$

Здесь W — упругая деформация материала заготовки:

$$W = 3\sqrt{\frac{9\pi^2}{16r} \left(\frac{1-\mu}{\pi E}\right)^2 P_{Y1}^2},$$

где

$$P_{Y1} = \frac{P_Y}{N}; \quad P_{Z1} = \frac{P_Z}{N}; \quad (10)$$

μ — коэффициент Пуассона; E — модуль упругости первого рода, МПа.

Температура в зоне действия единичного зерна при интенсивности q_d источника согласно работе [1] определяет уравнение

$$\begin{aligned} \Theta_d \approx \\ \approx \frac{0,3352\omega}{1 + 0,5\sqrt{\frac{\omega}{va}}} \frac{P_{Z1} - 0,26P_{Y1}}{\lambda a^2}, \end{aligned} \quad (11)$$

Таблица 2

Значения коэффициентов и свободного члена в уравнении (7)

Коэффициент	FS-WL-8A MED	FS-WL-S FIN	FS-WL-2S CRS	DB-WL-8S MED	CF-FB-0,5A FIN
d_1	$6 \cdot 10^{-4}$	$5,5 \cdot 10^{-3}$	$6,5 \cdot 10^{-4}$	$5 \cdot 10^{-5}$	$3,6 \cdot 10^{-5}$
d_2	0	$2 \cdot 10^{-5}$	$5 \cdot 10^{-6}$	0	0
d_3	$-1,4 \cdot 10^{-8}$	$-1 \cdot 10^{-9}$	0	$-1 \cdot 10^{-8}$	$-2,5 \cdot 10^{-9}$
d_4	$4 \cdot 10^{-3}$	-0,0145	$1,5 \cdot 10^{-4}$	$4 \cdot 10^{-3}$	$9 \cdot 10^{-5}$
d_5	0	$5 \cdot 10^{-5}$	$5 \cdot 10^{-5}$	$2 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^{-6}$
d_6	$-1,5 \cdot 10^{-6}$	$-5 \cdot 10^{-8}$	0	$-1 \cdot 10^{-6}$	$-5 \cdot 10^{-8}$
d_7	0	$7 \cdot 10^{-8}$	$7 \cdot 10^{-8}$	0	0
d_8	$5 \cdot 10^{-7}$	$-5 \cdot 10^{-6}$	0	$5 \cdot 10^{-7}$	$2,5 \cdot 10^{-8}$
d_9	0	$4 \cdot 10^{-7}$	0	0	0
d_{10}	0	$1 \cdot 10^{-9}$	0	0	0
d_{11}	$1,4 \cdot 10^{-3}$	0,015	$2 \cdot 10^{-4}$	$-1,3 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-5}$

Значения параметров a_1, a_2, b_1, b_2 [1]

Fo ₁	a ₁	b ₁	a ₂	b ₂
< 1	8,00	1,12	0	0
1÷5	7,86	1,26	-1,07	1,67
5÷20	4,94	1,84	-2,08	1,86
20÷50	1,02	2,04	-5,49	2,04
50÷100	-7,63	2,24	-14,30	2,21

где P_{Z1}, P_{Y1} — средние значения тангенциальной и нормальной составляющих силы резания на единичном зерне по уравнению (10); λ — теплопроводность, Вт/(см · °С).

Расчет средних температур на контактных поверхностях зерна и заготовки имеет три этапа:

1) определение средневероятных температур Θ_c и $\Theta_{и}$ на поверхностях контакта стружки и детали без учета теплоотвода в зерно;

2) расчет средневероятных температур на поверхности зерна;

3) сопоставление результатов первых двух этапов с учетом баланса, уточнение данных температур с учетом теплоотвода в зерно и основу ЭАК.

Средневероятная температура на поверхности контакта стружки без учета теплоотвода в зерно при ширине $b \approx 2a$ и усадке $k \approx 2$ стружки имеет вид:

$$\Theta_c = \Theta_d + \frac{0,0183}{\lambda} \sqrt{\frac{\omega l_1}{v}} q_{1T},$$

где q_{1T} — интенсивность теплоотвода в инструмент со стороны стружки, Вт/см²:

$$q_{1T} = 6,327 \frac{v}{a^2} (P_{Y1} - P_{Z1}).$$

Средневероятная температура на контактной поверхности детали без учета отвода теплоты в зерно:

$$\Theta_{и} = \Theta_d T_{и} + \frac{0,013}{\lambda} \sqrt{\frac{\omega l_2}{v}} q_{2T}.$$

Здесь $T_{и} \approx \sqrt{1+\xi} - \sqrt{\xi}$ — функция, отображающая закон распределения температур на площадке контакта детали с зерном, вызванных теплотой деформации, где $\xi = \frac{l_2}{2a} \operatorname{tg} \Phi \approx 0,13 \frac{l_2}{a}$ (Φ — угол сдвига); q_{2T} — интенсивность теплоотвода в инструмент со стороны детали, Вт/см²:

$$q_{2T} = 50,0286 \mu_T \sigma_B v,$$

где μ_T — коэффициент трения; σ_B — временное сопротивление разрыву материала детали, МПа.

При расчете температуры зерна учитывают следующее:

зерно работает только режущим выступом;

размеры зерна конечны;

процесс теплообмена нестационарный;

зерно удерживается связкой, поэтому часть теплоты переходит в связку ЭАК.

Относительное время (критерий Фурье) в данном случае имеет вид:

$$Fo_1 = \frac{0,4 \omega_p L}{v x^2},$$

где ω_p — температуропроводность зерна, см²/с; x — средний размер зерна.

Распределение интенсивности тепловых потоков от сил трения на контактных поверхностях подчиняется закону несимметричного нормального распределения.

Равенства средних температур в сопряженных парах стружка—зерно и деталь—зерно имеют вид:

$$\Theta_c - a_3 q_1 = b_3 (q_1 l_1 + c_2 q_2 l_2);$$

$$\Theta_{и} - a_4 q_2 = b_3 (q_2 l_2 + c_1 q_1 l_1), \quad (12)$$

где q_1 и q_2 — тепловые потоки на поверхности контакта зерна со стружкой и деталью определяем решением уравнений (12):

$$q_2 = \frac{\Theta_c b_3 c_1 l_1 - \Theta_{и} (a_3 + b_3 l_1)}{b_3^2 c_1 c_2 l_1 l_2 - (b_3 l_2 + a_4)(a_3 + b_3 l_1)};$$

$$q_1 = \frac{\Theta_c - b_3 c_2 l_2 q_2}{a_3 + b_3 l_1}.$$

Показатели в уравнениях (12) находим по формулам:

$$c_1 = 0,85 \left(1 - \frac{2a}{l_2}\right);$$

$$c_2 = 0,6 \left(1 + \frac{a}{l_2}\right); \quad a_3 = \frac{0,034}{\lambda} \sqrt{\frac{\omega l_1}{v}};$$

$$a_4 = \frac{0,024}{\lambda} \sqrt{\frac{\omega l_2}{v}} K_{\Phi};$$

$$b_3 = 0,072 \frac{a f_1 \eta^*}{\lambda_p x}.$$

Здесь λ_p — теплопроводность материала зерна, Вт/(см · °С); K_{Φ} — коэффициент, зависящий от формы источника:

$$K_{\Phi} = 1,1 a^{0,4} \left(\frac{v}{\omega l_2}\right)^{0,2};$$

η — коэффициент снижения температуры рабочего выступа на зерне, возникающий в результате теплоотвода в ЭАК:

$$\eta = 1 - 0,68 \frac{\lambda_k}{\lambda_p} \frac{Fo_1}{1 + 1,37 \frac{\lambda_k}{\lambda_p} Fo_1} \left(1 + \frac{f_2}{f_1}\right),$$

где λ_k — теплопроводность материала ЭАК, Вт/(см · °С); $f_1 = a_1 + b_1 Fo_1$; и $f_2 = a_2 + b_2 Fo_1$ — коэффициенты, определяемые критерием Фурье [1] (табл. 3):

Температуры зерна: со стороны стружки $\Theta_1 = \Theta_c - a_3 q_1$; со стороны детали $\Theta_2 = \Theta_{и} - a_4 q_2$.

Сумма относительной теплоты, поступающей в деталь в зоне поверхности сдвига, и относительной теплоты, поступающей в зоне контакта детали и задней поверхности зерна, отнесенной к полному тепловыделению, составит:

$$\delta = 1,37 \frac{P_{Z1} - 0,26 P_{Y1}}{P_Z \left(1 + 2 \sqrt{\frac{v a}{\omega}}\right)} + 0,01 \frac{a l_2 (q_{2T} - 2 q_2)}{P_Z v}.$$

Суммарное влияние всех зерен цилиндрического ЭАК на локальную температуру под данным зерном определяет выражение

$$\Theta_{\Sigma} = 1,563 \frac{P_Z v \delta}{\lambda L \sqrt{N}} \times \left[\ln N_T + C + \frac{10}{\rho^{0,15}} \exp(-3\sqrt{\rho}) \right]. \quad (13)$$

Здесь $C = 0,57722$ — постоянная Эйлера; $N_T = \frac{60v}{S} B \sqrt{NL}$ — число тепловых импульсов при обработке цилиндрическим ЭАК; S — продольная подача; ρ — отношение критерия Пекле к числу тепловых импульсов:

$$\rho = \frac{Pe}{N_T}. \quad (14)$$

Из формулы (14) получим критерий Пекле:

$$Pe = 2,5 \frac{vS}{\omega},$$

где $s = 1/m$ — средневероятный шаг между активными зернами (m — число вершин по профилограмме поверхности ЭАК, мм^{-1}).

Кривая распределения температур на участке между двумя соседними зернами показана на рис. 4.

По оси абсцисс отложены относительные длины $\vartheta = x/l_2$, по оси ординат — температура. На участке $0 \leq \vartheta \leq 1$ средневероятная локальная температура на поверхностях контакта зерна с деталью составляет

$$\Theta_{\text{л}} = \Theta_0 + \Theta_{\Sigma},$$

$$\text{где } \Theta_0 = \frac{\Theta_1 l_1 + \Theta_2 l_2}{l_1 + l_2}.$$

При $1 \leq \vartheta \leq \Lambda$ ($\Lambda = s/l_2$ — безразмерная величина) температура снижается до Θ_{Σ} . Среднюю температуру на этом участке определяет уравнение [1]

$$\Theta = \frac{3 + \vartheta}{4\vartheta} \Theta_0 + \Theta_{\Sigma} + \Theta_{\text{ок}},$$

где $\Theta_{\text{ок}}$ — температура окружающей среды.

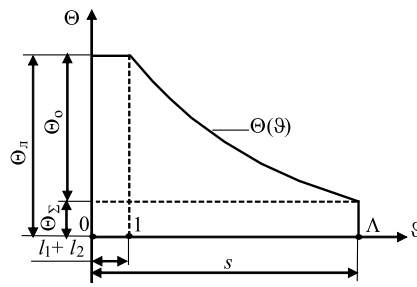


Рис. 4. Распределение температур на участке между двумя соседними активными абразивными зернами

Для подтверждения адекватности предложенной модели возникновения температуры в зоне резания ЭАК проведены расчеты средневероятной локальной температуры $\Theta_{\text{л}}$ на рабочей поверхности контакта зерна с деталью и средней температуры Θ на участке между зернами.

Исходные данные: обрабатываемый материал — высокопрочный алюминиевый сплав В95пчТ2, его показатели: $\sigma_B = 500$ МПа; $E = 70\,000$ МПа; $\mu = 0,33$; $\lambda = 0,7123$ Вт/(см · °С); $\omega = 0,5$ см²/с; $K = 760$ МПа; теплопроводность ЭАК $\lambda_K = 0,003771$ Вт/(см · °С).

Абразивные зерна ЭАК:
белый электрокорунд: $\lambda_p = 0,19693$ Вт/(см · °С); $\omega_p = 0,11$ см²/с; $\mu_T = 0,3$;
карбид кремния: $\lambda_p = 0,15503$ Вт/(см · °С); $\omega_p = 0,084$ см²/с; $\mu_T = 0,3$.

Силы резания P_Y и P_Z [6]. Локальная температура Θ_{Σ} [7].

Результаты профилографирования режущего микрорельефа использованных ЭАК приведены в табл. 4.

Результаты расчета температуры по предложенной методике приведены в табл. 5—9.

Исследования показали, что при обработке исследуемыми ЭАК локальная и средняя температуры с увеличением скорости резания повышаются, поскольку общая тепловая мощность Q процесса возникает вследствие преобразования механической работы в теплоту, а механическая мощность процесса зависит от скорости резания. Это подтверждает формула (11) температуры $\Theta_{\text{л}}$ в зоне действия единичного зерна и суммарное влияние всех зерен ЭАК на локальную темпера-

Таблица 4

Параметры микрорельефов исследуемых ЭАК

ЭАК	Зернистость	$Z_{\text{ср } x}$, мкм	σ , мм	m , мм^{-1}	n_0 , мм^{-1}
FS-WL-8A MED	MEDIUM	55,0	0,06258	3,04	1,67
FS-WL-6S FIN	FINE	47,5	0,05547	3,31	2,08
FS-WL-2S CRS	COARSE	200,0	0,08581	1,96	1,92
DB-WL-8 SMED	MEDIUM	55,0	0,03095	4,09	2,94
CF-FB-0,5 AFIN	FINE	47,5	0,07411	3,22	1,79

Таблица 5

Экспериментальные и расчетные данные для ЭАК FS-WL-8A MED

v , м/с	S , м/мин	Δy , мм	Экспериментальные [6] и [7]			Расчетные	
			P_Y , Н	P_Z , Н	Θ_{Σ} , °С	$\Theta_{\text{л}}$, °С	Θ , °С
3,68 7,36 11,77 14,71	0,130	1,5	2,252	0,941	149,350	133,169	51,190
			2,221	0,937	177,016	170,811	63,007
			2,178	0,930	204,681	203,308	73,475
			2,121	0,921	232,347	223,124	79,956
11,77	0,130	0,5	0,177	0,130	120,131	142,875	58,055
			0,927	0,430	162,406	152,977	58,233
			2,178	0,930	204,681	203,308	73,475
			3,928	1,630	246,956	252,395	89,520
11,77	0,130	1,5	2,208	0,936	223,550	210,800	76,549
			2,178	0,930	204,681	203,308	73,475
			2,137	0,921	177,879	183,701	67,164
			2,094	0,912	147,860	151,525	57,339

Таблица 6

Экспериментальные и расчетные данные для ЭАК FS-WL-6S FIN

v , м/с	S , м/мин	Δy , мм	Экспериментальные [6] и [7]			Расчетные		
			P_Y , Н	P_Z , Н	$\Theta_{э}$, °С	$\Theta_{л}$, °С	Θ , °С	
3,39 6,78 10,85 13,56	0,130	1,5	3,099	1,440	95,461	92,604	39,546	
			3,078	1,340	143,920	131,381	51,354	
			3,052	1,216	192,379	191,112	69,316	
			3,019	1,069	240,838	230,083	80,488	
10,85	0,130	1,0	1,567	0,474	152,653	174,618	61,920	
		1,5	3,052	1,216	192,379	191,112	69,316	
		2,0	5,111	2,246	232,105	251,381	89,588	
	0,042	1,5		3,053	1,217	197,101	199,596	72,374
				3,052	1,216	192,379	191,112	69,316
	0,255	0,130		3,031	1,206	185,672	177,985	65,113
				2,983	1,181	178,159	164,867	61,012

Таблица 7

Экспериментальные и расчетные данные для ЭАК FS-WL-2S CRS

v , м/с	S , м/мин	Δy , мм	Экспериментальные [6] и [7]			Расчетные			
			P_Y , Н	P_Z , Н	$\Theta_{э}$, °С	$\Theta_{л}$, °С	Θ , °С		
3,85 7,71 12,33 15,41	0,130	2,5	2,220	1,299	97,204	96,257	40,709		
			2,145	1,261	132,665	127,096	50,517		
			1,891	1,134	168,125	168,719	63,646		
			1,458	0,918	203,585	211,163	76,579		
12,33	0,130	1,5	0,562	0,412	124,673	121,612	49,320		
		2,0	1,300	0,810	146,399	134,602	53,244		
		2,5	1,891	1,134	168,125	168,719	63,646		
		3,0	2,333	1,384	189,850	217,393	78,468		
	0,042	2,5		1,554	0,966	172,083	178,178	66,999	
				1,891	1,134	168,125	168,719	63,646	
				2,273	1,325	162,503	161,614	61,413	
				0,395	2,567	1,472	156,206	157,410	60,127

Таблица 8

Экспериментальные и расчетные данные для ЭАК DB-WL-8S MED

v , м/с	S , м/мин	Δy , мм	Экспериментальные [6] и [7]			Расчетные			
			P_Y , Н	P_Z , Н	$\Theta_{э}$, °С	$\Theta_{л}$, °С	Θ , °С		
3,87 7,74 12,38 15,48	0,130	1,5	2,620	1,247	129,340	129,621	49,235		
			2,485	1,179	163,161	167,154	60,065		
			2,340	1,107	196,982	200,040	69,546		
			2,188	1,031	230,803	216,925	76,319		
12,38	0,130	0,5	0,117	0,181	80,064	96,708	39,377		
		1,0	0,951	0,528	138,523	138,835	51,102		
		1,5	2,340	1,107	196,982	200,040	69,546		
		2,0	4,285	1,917	255,441	265,911	90,684		
	0,042	1,5		2,371	1,122	218,173	204,508	71,084	
				2,340	1,107	196,982	200,040	69,546	
				2,299	1,086	166,881	173,648	61,849	
				0,395	2,254	1,064	133,168	134,814	50,711

Таблица 9

Экспериментальные и расчетные данные для ЭАК CF-FB-0,5A FIN

v , м/с	S , м/мин	Δy , мм	Экспериментальные [6] и [7]			Расчетные		
			P_Y , Н	P_Z , Н	$\Theta_{э}$, °С	$\Theta_{л}$, °С	Θ , °С	
5,236 10,472 16,755 20,944	130	4	1,180	0,540	24,964	26,730	19,873	
			1,280	0,760	37,090	32,942	21,831	
			1,476	1,217	43,153	39,504	24,095	
			1,656	1,638	51,640	42,753	25,356	
16,755	130	3	0,964	1,009	29,414	31,043	29,576	
		3,5	1,208	1,107	33,252	34,608	22,609	
		4	1,476	1,217	37,090	39,504	24,095	
		4,5	1,770	1,400	40,929	43,279	25,267	
	42 130 255 395	4		1,5925	1,244	39,710	39,168	24,092
				1,476	1,217	37,090	39,504	24,095
				1,298	1,158	33,368	36,948	23,233
				1,078	1,060	29,199	30,736	21,349

туру под данным зерном [формула (13)].

С увеличением деформации Δy ЭАК локальная и средняя температуры повышаются, что объясняется увеличением длины L контактного участка ЭАК с деталью и увеличением сил P_Y и P_Z резания.

С увеличением подачи S число N_T тепловых импульсов в зоне контакта ЭАК с деталью, согласно формуле (13), уменьшается, что снижает температуру.

Как видно из табл. 5—9 расчетные локальные температуры близки экспериментальным температурам.

При назначении режимов обработки недопустимо, чтобы температура резания была выше температуры плавления полимерной связки ЭАК. Температуры плавления полиамида-6 и капрона — 215 °С, полиуретана — 175 °С, полистирола — 220 °С.

Эксперименты показали, что предложенная математическая модель температурных процессов в зоне резания адекватна описывает реальный процесс.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Резников Н. А. Теплофизика процессов механической обработки металлов. М.: Машиностроение, 1981. 279 с.
2. Димов Ю. В. Обработка деталей свободным абразивом. Иркутск: ИрГТУ, 2000. 293 с.
3. Лукьянов В. С., Рудзит Я. А. Параметры шероховатости поверхности. М.: Изд-во стандартов, 1979. 162 с.
4. Dimov Yu. V., Podashev D. B. Final polishing of details by polymeric and abrasive brooms // Science and Education of the III international research and practice conference. 2013. P. 91—96.
5. Рудзит Я. А. Микрогеометрия и контактное взаимодействие поверхностей. Рига: Зинатне, 1975. 210 с.
6. Димов Ю. В., Подашев Д. Б. Силы резания при обработке эластичными абразивными кругами // Вестник ИрГТУ. 2015. № 7 (102). С. 47—55.
7. Димов Ю. В., Подашев Д. Б. Температура в зоне резания при обработке эластичными абразивными кругами // Вестник ИрГТУ. 2015. № 2 (92). С. 38—42.

Ю. Г. КАБАЛДИН, А. А. ХЛЫБОВ, доктора технических наук, М. С. АНОСОВ, Д. А. ШАТАГИН, кандидаты технических наук (Нижегородский ГТУ им. Р. Е. Алексеева), e-mail: uru.40@mail.ru

Исследование хладостойкости металлов индентированием с регистрацией сигнала акустической эмиссии¹

Рассматривается исследование металлов на ударный изгиб и при индентировании. Разработан стенд для оценки характера разрушения на примере стали 45 в условиях низких температур с использованием классификации импульсов сигнала акустической эмиссии и обученной искусственной нейронной сети. Результаты фрактографических исследований образцов на ударный изгиб хорошо коррелируют с результатами распознавания импульсов в сигнале акустической эмиссии.

Ключевые слова: акустическая эмиссия, классификация, искусственная нейронная сеть, низкая температура, характер разрушения, твердость.

The study of metals in impact bending and indentation is considered. A bench is developed for assessing the character of failure on the example of 45 steel at low temperatures using the classification of acoustic emission signal pulses and a trained artificial neural network. The results of fractographic studies of samples on impact bending correlate well with the results of pulse recognition in the acoustic emission signal.

Keywords: acoustic emission, classification, artificial neural network, low temperature, character of failure, hardness.

Большинство металлов и сплавов хрупко разрушаются при низких температурах, тогда как при нормальной температуре наблюдается вязкое разрушение. Хрупкое разрушение гораздо опаснее вязкого вследствие меньшей энергоемкости, а трещина распространяется с большей скоростью и растет нестабильно или даже самопроизвольно ввиду малой зоны пластической деформации в устье трещины [1].

Для надежной работы материала необходимо, чтобы температура при эксплуатации была выше температуры вязко-хрупкого перехода, которая должна быть ключевым показателем при выборе материала для конструкций или транспортных средств. В связи с этим при выборе хладостойких материалов для изготовления отдельных деталей и элементов конструкций, работающих при понижен-

ных температурах, остро встает вопрос выбора надежного метода оценки механизма их разрушения в широком диапазоне температур, а также температуры вязко-хрупкого перехода.

Анализ существующих методов оценки температуры вязко-хрупкого перехода показал, что большинство методов основаны на разрушающих испытаниях (на ударный изгиб, растяжение и др.) при разных температурах [1–5], что в свою очередь требует изготовления и испытания большого числа образцов. Поэтому необходимо совершенствовать методы определения температуры вязко-хрупкого перехода и разработку программных средств для ее оценки. Перспективна разработка методов оценки хладостойкости с использованием искусственных нейронных сетей, широко применяемых для распознавания и классификации изображений и разных сигналов.

Для исследований и определения особенностей разрушения материалов выбрали металлы с разным кристаллическим строением: ОЦК (стали 20, 45 и 09Г2С), ГЦК (сталь 12Х18Н10Т и сплав Д16) и ГПУ (сплав ВТ8). Исходную микроструктуру и структуру после индентирования металлов исследовали на оптическом микроскопе KYENCE-VHX 1000. Химический состав исследуемых материалов приведен в табл. 1. Термическую обработку (ТО) материалов проводили по режимам, приведенным в табл. 2.

Для оценки трещиностойкости и характера разрушения металлов разработали специализированный стенд на базе твердомера ТШ-2М. В качестве индентора использовали шарик диаметром 2,5 мм. Наряду с регистрацией сигнала акустической эмиссии (АЭ) образцы исследовали на твердость в широком диапазоне температур. Твердость *НВ* металлов определяли по диаметру отпечатка.

Принципиальная схема стенда приведена на рис. 1. Стенд включает в себя образец 1 металла (пластина 4 × 100 × 100 мм), датчик 2 АЭ и датчики 3 температуры АЦП (4) и ПК (5). Образец охлаждали через подведенный к нему медный хладопровод 6 с установленным на зажиме 7 резистором 8, регулирующим температуру испытания. Подвод холода к хладопроводу 6 осуществлялся от емкости с жидким азотом. В случае необходимости возможна установка аналогичных хладопроводов на местах, обозначенных на схеме штриховкой. Зоны 9 для испытаний должны находиться на равных расстояниях от датчика АЭ.

¹ Исследование выполнено по гранту РНФ № 19-19-00332 «Разработка научно обоснованных подходов и аппаратно-программных средств мониторинга поврежденности конструкционных материалов на основе подходов искусственного интеллекта для обеспечения безопасной эксплуатации технических объектов в арктических условиях».

Химический состав, %, материалов

Материал	C	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	Cu	Fe	Ti	Al	Mg	Mo	Zr
Сталь 45	0,44	0,2	0,71	—	0,011	0,024	0,2	0,05	Основа	—	—	—	—	—
12X18H10T	0,11	0,7	0,16	10,2	0,012	0,008	18,16	—		0,6	—	—	—	—
Д16	—	0,27	0,59	0,08	—	—	0,02	4,15	0,03	0,02	92,6	1,4	—	—
BT8	0,02	0,32	—	—	—	—	—	—	0,01	89,35	6,6	—	3,41	0,18

Таблица 2

Режимы ТО исследуемых материалов

Материал	Вид ТО
Сталь 45 12X18H10T Д16 BT8	Нормализация 870 °С Закалка 1080 °С Закалка 500 °С, естественное старение Двойной отжиг 920 °С, 2 ч + 570 °С, 1 ч

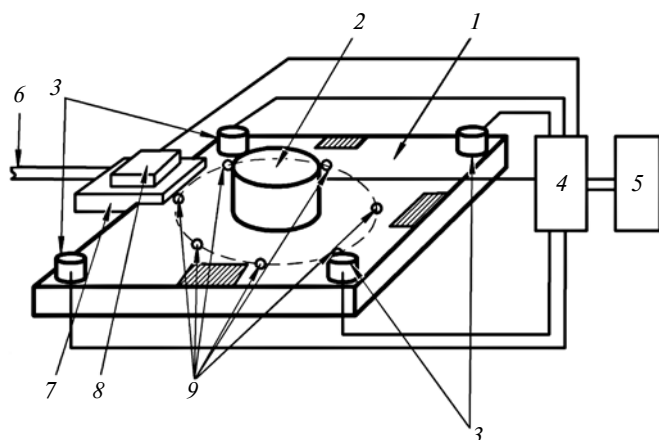


Рис. 1. Принципиальная схема стенда для регистрации сигнала АЭ при испытании на твердость:

▨ — место установки дополнительных хладопроводов

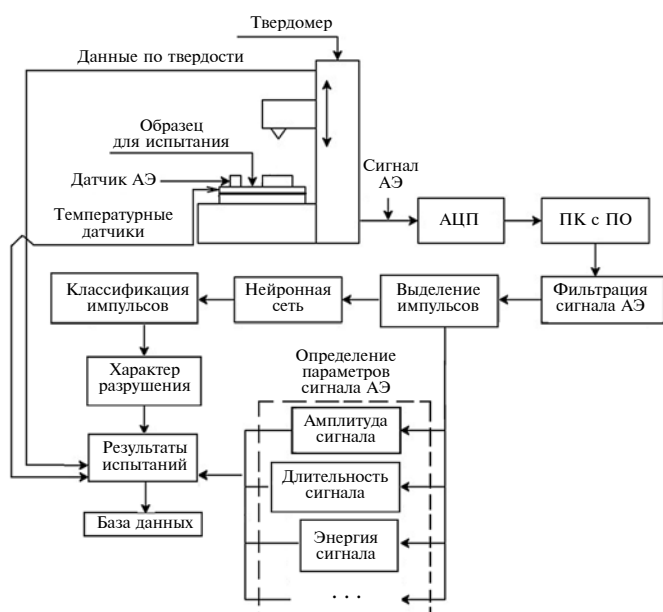


Рис. 2. Принципиальная схема индентирования образца с регистрацией сигнала АЭ

Для контроля температуры использовали датчики pt100, устанавливаемые на поверхности образца. Сигнал АЭ регистрировали широкополосными датчиками GT350 фирмы «ГлобалТест» и АЦП модели 6636 фирмы National Instruments.

Для обработки сигналов АЭ разработали ПО с графическим приложением LabVIEW, позволяющее выявлять и классифицировать импульсы в сигнале АЭ с использованием нейронных сетей и прогнозировать характер разрушения металла при низких температурах [7]. Предлагаемый способ обработки сигнала АЭ приведен в работе [7]. Принципиальная схема индентирования с регистрацией сигнала АЭ приведена на рис. 2.

Для фильтрации исходного сигнала АЭ (см. рис. 2) в ПО использовали цифровые фильтры с полосой пропускания 100÷800 кГц и фильтр Wavelet, разделяющий исходный сигнал на полезную и шумовую составляющие на нескольких уровнях, число которых определяется степенью зашумленности сигнала. Так как полезная составляющая имеет, как правило, меньшую энтропию в отличие от шумовой составляющей, то шумовая отбрасывается, а полезная составляющая при необходимости проходит следующий уровень декомпозиции. Достаточно трех уровней декомпозиции, чтобы исключить шумовую составляющую сигнала.

Импульсы выделяются во временном окне (рис. 3), которое определяется временем от начала импульса до его затухания и, как правило, составляет $10^{-4} \div 10^{-8}$ с.

После фильтрации и обработки импульсов рассчитываются информативные характеристики сигнала АЭ, позволяющие связать механизмы деформации при индентировании с сигналом АЭ, к которым относится прежде всего энергия E импульса (сигнала). С целью систематизации, накопления и обучения нейронной сети полученная информация (характеристики импульсов и сами импульсы) классифицируется и записывается в базу данных параметров сигнала АЭ исследуемого материала.

На рис. 4 приведены зависимости твердости исследуемых металлов в широком диапазоне низких температур; с понижением температуры твердость металлов возрастает, но с разной интенсивностью.

Для более глубокого изучения образцов металлов по предложенной схеме (см. рис. 2) выбрали сталь 45. Исходя из полученных данных, с учетом данных по температуре вязко-хрупкого перехода

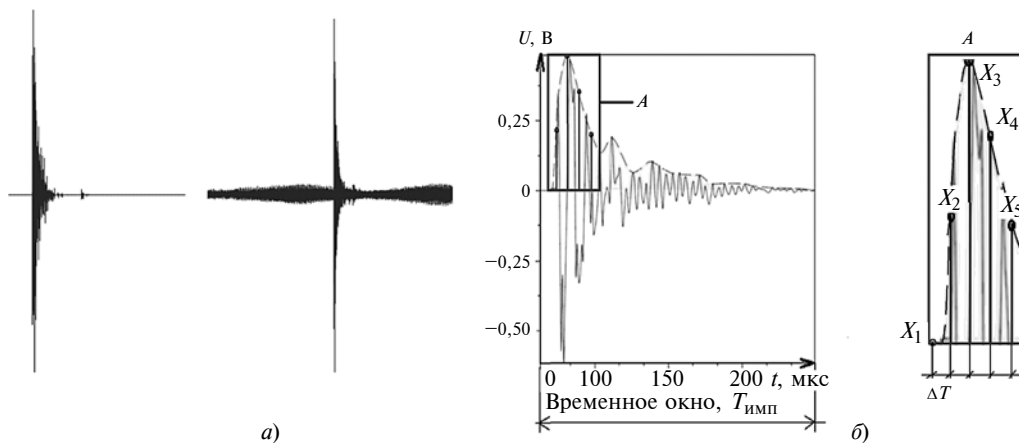


Рис. 3. Импульсы сигнала АЭ с фильтром Wavelet и без него (а), огибающая и параметры импульса (амплитуда) (б)

[8] испытания на твердость с регистрацией сигнала АЭ проводили при нормальной температуре 20 °С, когда в изломе при испытаниях на ударный изгиб преобладает вязкая составляющая, и при температурах вязко-хрупкого перехода -30 и -60 °С, когда в изломе преобладает волокнистая составляющая.

На рис. 5 приведены осциллограммы АЭ при внедрении конического индентора твердомера в полированную поверхность образца из стали 45, осуществляемого на стенде (см. рис. 2). Осциллограмма АЭ при низкой температуре (см. рис. 5, б) характеризуется меньшим числом импульсов, но большей амплитудой. Энергия сигнала АЭ при испытании на твердость при нормальной температуре 20 °С составила $E = 420$ Дж, при температуре -60 °С — $E = 179$ Дж. Следовательно, при снижении температуры пластичность металлов уменьшается вследствие уменьшения подвижности и плотности дислокаций, что подтверждают результаты исследования на ударный изгиб [8] и твердость (см. рис. 4).

Полученный набор сигналов использовали для обучения искусственной нейронной сети и классификации импульсов (см. рис. 2). Схема обучения нейронной сети для выявления импульсов, отвечающих за определенный механизм разрушения образца, приведена на рис. 6.

Импульсы с близкими параметрами формируют классы, которые нейронная сеть выдает на выходе. Для классификации используется полносвязная нейронная сеть прямого распространения. На вход нейронной сети подаются параметры импульса X_1, X_2, \dots, X_n (см. рис. 3). Качество функционирования нейронной сети определяется ее структурой и весовыми коэффициентами, определяемыми в процессе обучения.

Анализ полученных классов импульсов в сигнале АЭ при испытаниях на твердость большого числа образцов показал, что в общем случае можно выделить три основных класса:

класс 1 вязкое разрушение — импульсы небольшой амплитуды и относительно большой длительности,

возникающие в результате микропластической деформации и ответственные за вязкое разрушение;

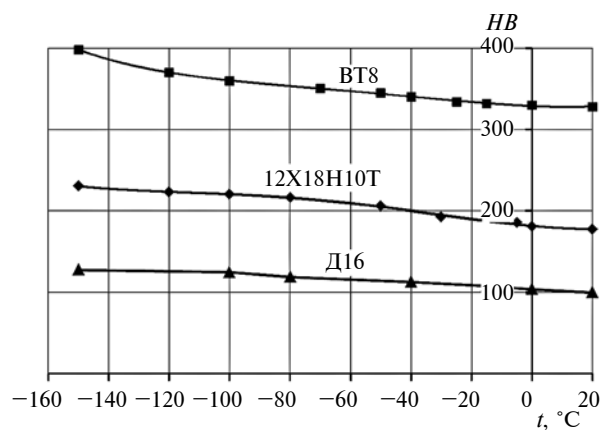


Рис. 4. Зависимости твердости металлов от температуры

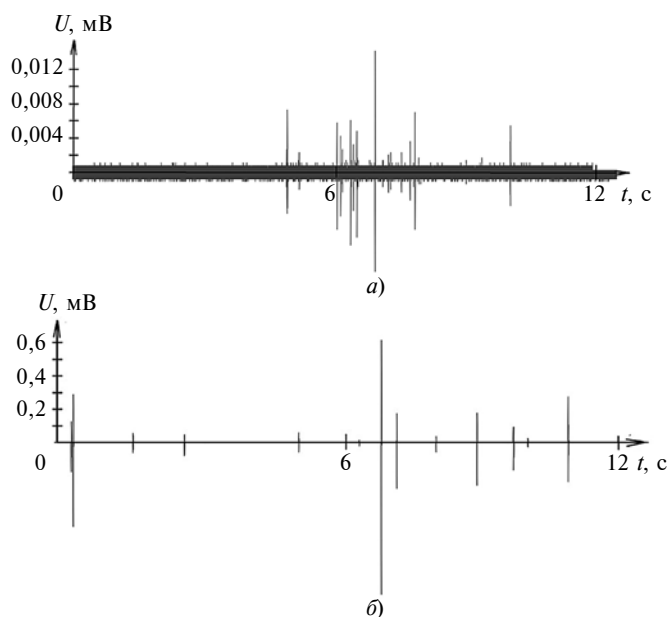


Рис. 5. Осциллограммы АЭ при внедрении индентора в сталь 45 при температуре 20 (а) и -60 °С (б)

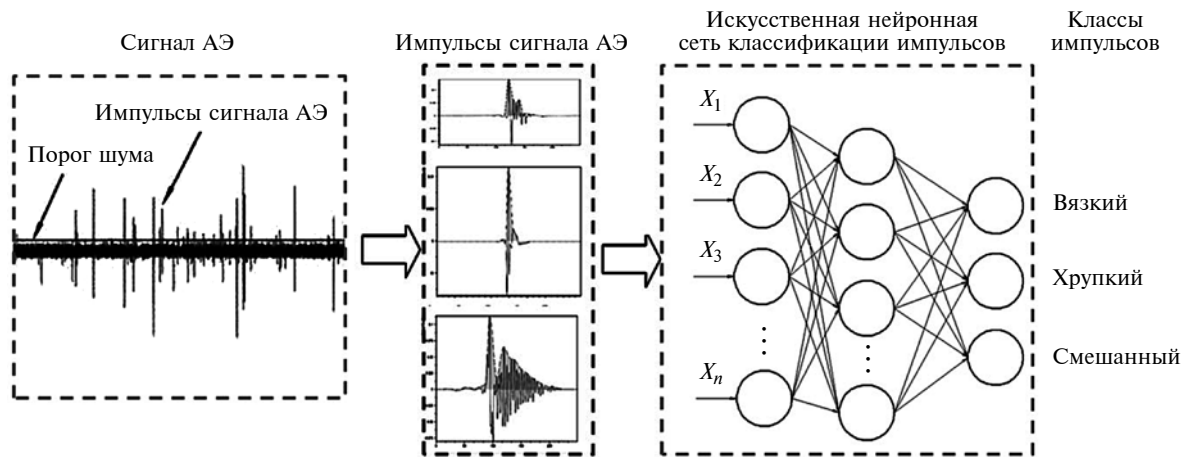


Рис. 6. Нейронная сеть для классификации импульсов в сигнале АЭ

класс 2 хрупкое разрушение — импульсы большой амплитуды и относительно небольшой длительности, которые возникают в результате страгивания и развития трещин, характерны для хрупкого разрушения;

класс 3 вязко-хрупкое разрушение — импульсы, для которых характерны признаки указанных типов, характеризуют смешанный механизм разрушения или чередование механизмов.

Результаты классификации импульсов в сигнале АЭ при испытании на твердость стали 45 приведены в табл. 3.

Полученные в ходе испытаний на твердость лунки исследовали на электронном микроскопе с целью проверки адекватности предложенного метода оценки механизма разрушения металла (см. рис. 1). Анализ микрофотографий лунок показал, что при температуре 20 °С наблюдается большая зона пластической деформации вокруг лунки и практически отсутствуют микротрещины; при температуре –60 °С эта зона значительно меньше, а вокруг лунки много микротрещин. Результаты микроструктурных исследований коррелируют с результатами распознавания импульсов в сигнале АЭ (см. табл. 3), а также с результатами испытания на ударный изгиб стали 45 [8].

Таким образом, разработанный метод анализа металлов с использованием сигналов АЭ при испытаниях на твердость образцов в широком диапа-

зоне температур с использованием нейронных сетей позволяет выявить характер разрушения материала в режиме реального времени. Причем если при испытаниях образцов при нормальной температуре преобладают вязкие механизмы разрушения, то при низких температурах — хрупкие и вязко-хрупкие (смешанные) механизмы разрушения.

Проведенные исследования показали перспективность предложенного метода оценки трещиностойкости и характера разрушения образца, так как испытания на твердость менее трудоемкие и позволяют проводить исследования на одном образце. Это свидетельствует о необходимости дальнейшего развития данного метода.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Солнцев Ю. П., Ермаков Б. С., Слепцов О. И. Материалы для низких и криогенных температур: Энциклопедический справочник. СПб.: ХИМИЗДАТ, 2008. 768 с.
2. Вологжанина С. А., Иголкин А. Ф. Хладостойкие материалы. Лабораторные работы: Учебно-методическое пособие. СПб.: Университет ИТМО, 2015. 42 с.
3. Лебедев Д. В. Конструктивная прочность криогенных сталей. М.: Металлургия, 1976. 264 с.
4. Новиков Н. В., Лебедев А. А., Ковальчук Б. И. Механические испытания конструкционных материалов при низких температурах. Киев: Наукова думка, 1974. 192 с.
5. Большаков А. М. Вероятностные методы оценки хрупкого разрушения стальных конструкций. Якутск: Ин-т физико-технических проблем Севера им. В. П. Ларионова СО РАН, 2011. 112 с.
6. Кабалдин Ю. Г., Аносов М. С., Зиновьев Ю. А. Исследование хладостойкости материалов для ответственных узлов технических средств, работающих при низких температурах // Машиностроение: сетевой электронный научный журнал. 2016. Т. 4. № 2. С. 14–17.
7. Пат. 2671152 Рос. Федерация: МПК G01N 29/14. Способ обработки сигнала акустической эмиссии.
8. Анализ хладостойкости металлов с различным типом кристаллического строения / Ю. Г. Кабалдин, А. А. Хлыбов, М. С. Аносов и др. // Вестник ИЖГТУ им. М. Т. Калашникова. 2019. Т. 22, № 3. С. 48–55. DOI: 10.22213/2413-1172-2019-3-48-55.

Таблица 3

Результаты классификации импульсов в сигнале АЭ при испытаниях на твердость

Температура испытания, °С	Общее число импульсов в сигнале АЭ	Импульсы			Энергия импульсов сигнала АЭ, Дж
		класс 1	класс 2	класс 3	
+20	17	14	1	2	179
–30	14	6	6	2	368
–60	13	2	9	2	420

А. Н. ФЕОФАНОВ, д-р техн. наук (ФГБОУ ВО "СТАНКИН"), В. В. ОВЧИННИКОВ, д-р техн. наук,
А. М. ГУБИН (ФГБОУ ВО "Московский политехнический университет"), e-mail: feofanov.fan1@yandex.ru

Влияние подачи инструмента на механические свойства стыковых соединений при сварке трением с перемешиванием алюминиевых сплавов¹

Рассматривается сварка трением с перемешиванием стыковых соединений алюминиевых сплавов. Экспериментально установлено, что при нарушении температурно-временных параметров на границе сварного шва и основного металла локализуются дефекты в виде несплошностей, обусловленные несовместностью деформаций металла шва и прилегающего к нему основного материала.

Ключевые слова: сварка трением с перемешиванием, алюминиевый сплав, параметры режима, структура, дефекты, прочность.

Friction stir welding of butt joints of aluminum alloys is considered. It is experimentally determined, that when temperature and time parameters are violated, defects in the form of discontinuities are localized at the boundary of the weld and the base metal, due to incompatibility of deformations of the weld metal and the adjacent base material.

Keywords: friction welding with stirring, aluminum alloy, mode parameters, structure, defects, strength.

Алюминий и его сплавы широко используются в стратегически важных областях машиностроения ввиду их неоспоримых преимуществ, наиболее важными из которых являются небольшой удельный вес, высокие физико-механические свойства и возможность их варьирования легированием и выбором способа дальнейшей обработки. В зарубежной и отечественной авиакосмической промышленности широко применяются термически неупрочняемые алюминиево-магниевые сплавы с содержанием до 6,8 % Mg.

Для сплавов системы Al—Mg, таких как AMg3, AMg5, AMg6, AMg61 и 1565ч, хорошо подходит сварка плавлением [1—4], хотя не всегда удается избежать образования пор и включений оксидной пленки в металле шва [5—7], которые исключаются при применении сварки алюминиевых сплавов в отсутствие жидкой фазы. Наиболее перспективным способом является сварка трением с перемешиванием (СТП) [8—11]. В последние десятилетия этот способ соединения алюминиевых сплавов стал приоритетным благодаря возможности формиро-

вания сварного шва в результате пластического течения материала, обусловленного движением вращающегося инструмента по стыку свариваемых поверхностей. Данный способ позволяет получать стыковые и нахлесточные соединения пластин и труб и легко автоматизируется. Промышленное применение способа реализовано на предприятиях Европы, Японии, Китая и на некоторых предприятиях России.

Широкое промышленное освоение этого перспективного способа сварки как за рубежом, так и в России сдерживается отсутствием до настоящего времени качественной картины процесса в зоне взаимодействия инструмента и свариваемого металла. Многофакторность одновременно протекающих процессов тепло- и массопереноса, интенсивность пластической деформации и сложность механизма структурообразования сварного соединения затрудняют разработку эффективных технологических схем процесса СТП. Поэтому актуальны исследования по определению зависимости прочностных свойств стыковых соединений сплавов системы Al—Mg от параметров режима СТП.

Цель данной работы — установить закономерности формирования структуры сварного шва, полученного способом СТП, и взаимосвязи между параметрами технологического процесса и качеством сварного соединения алюминиево-магниевого сплава 1565ч.

В ряде исследований в качестве обобщающего параметра режима СТП рассматривается подача рабочего инструмента на оборот [12—14]. Этот параметр позволяет сравнить режимы сварки различных алюминиевых сплавов и пластин разной толщины из одного сплава.

Для исследования выбрали промышленный термически неупрочняемый деформируемый алюминиево-магниевый сплав 1565ч [15] в виде листов проката толщиной 5 и 8 мм. Стыковые сварные пробы из листовых полуфабрикатов изготовили на опытно-промышленных установках ЗАО "Чебоксарское предприятие "Сеспель" с разработанными инструментальной и сборочно-сварочной оснасткой. В общем случае ширину сварного шва определял размер заплечика (бурта) используемого рабочего инструмента. Все сварные соединения (рис. 1) выполняли инструментами, которые для пластин толщиной 5 мм формировали шов шириной ~16 мм

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке по гранту РФФИ "Аспирант", договор № 19-33-90272.

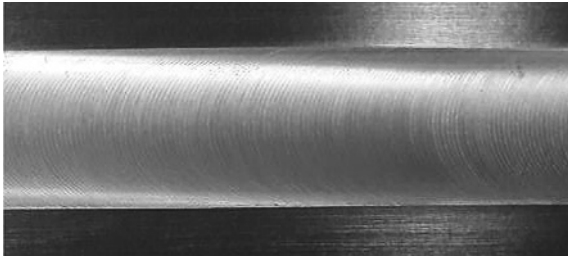


Рис. 1. Внешний вид шва, полученного сваркой трением с перемешиванием на сплаве 1565ч

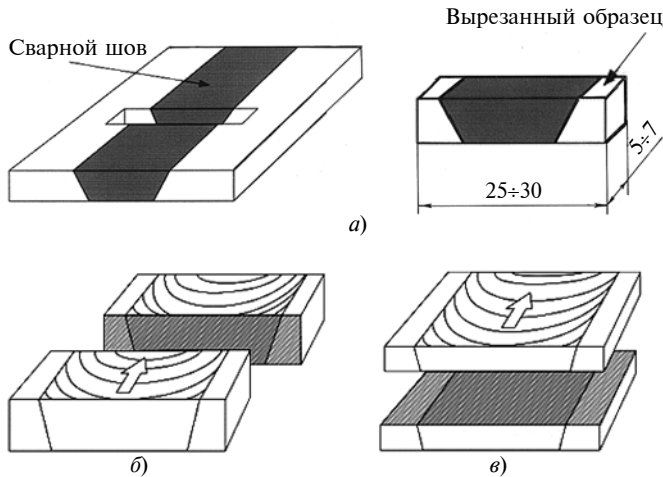


Рис. 2. Схемы (а–в) вырезки образцов для металлографических исследований поперечного сечения сварного соединения

и для пластин толщиной 8 мм — шириной ~20 мм. Режимы сварки предлагаемым способом приведены в табл. 1.

Механические испытания сварных соединений на прочность проводили на машине Instron 5982 при нормальной температуре. Образцы сварных соединений для испытаний соответствовали требованиям ГОСТ 6996—66 и представляли собой лопатки с шириной рабочей части 15 мм, длиной 150 мм, вырезанные поперек сварного соединения с расположением сварного шва посередине рабочей части образцов. По каждому режиму сварки результат испытания выбирали как среднее арифметическое значений предела прочности трех разрушенных образцов. Погрешность рассчитывали по рекомендациям работы [15].

Испытания на статический изгиб проводили на универсальной машине УТС 110М-100. Образцы для испытаний соответствовали ГОСТ 6996—66, тип XXVI.

Структурные исследования проводили с целью выявления дефектов сварки и механизма разрушения сварных соединений. Для металлографических исследований структуры сварных швов, полученных СТП, использовали образцы в виде параллелепипедов длиной 20÷22 мм (на 2÷4 мм больше ширины сварного шва), шириной 5÷7 мм и высотой, равной толщине свариваемых листов. Образцы вы-

резали дисковой фрезой по схемам, приведенным на рис. 2.

Для выявления микроструктуры использовали химическое травление образцов в 40 %-ом растворе H_3PO_4 . Качественный и количественный анализы микроструктуры проводили на металлографическом микроскопе МЕТАМ ЛВ-31 при увеличении 50÷200. Фрактографические исследования поверхности разрушения образцов после испытаний на растяжение выполняли при помощи электронного сканирующего микроскопа MiniSEM (Южная Корея).

Результаты испытаний образцов сплава 1565ч в исходном состоянии и после сварки по указанным режимам на статическое растяжение, а также расчетный коэффициент прочности сварных соединений и виды дефектов приведены в табл. 2. Образцы после испытаний показаны на рис. 3. Видно, что образцы разрушались в зоне термомеханического влияния, которая относится ко всей деформируемой области и часто используется для описания любой зоны сварного шва, полученного СТП.

Рассмотрим взаимосвязь между величиной подачи инструмента на оборот на прочность сварных соединений листов из сплава 1565ч толщиной 5 мм. Для листов толщиной 8 мм картина практически аналогичная, за исключением того, что конкретные подачи инструмента имеют более низкие значения. Эксперименты показали, что при сварке трением листов толщиной 5 мм с подачей инструмента 0,53÷0,66 мм/об формируются несплавления, выходящие на лицевую поверхность шва (рис. 4).

Основными причинами возникновения таких дефектов могут быть: небольшой диаметр бурта

Таблица 1
Режимы сварки трением с перемешиванием образцов сплава 1565ч

Номер режима	Скорость подачи инструмента $v_{св}$, мм/мин	Подача инструмента на оборот η , мм/об
Толщина листа 5 мм		
1	320	0,51
2	290	0,46
3	260	0,42
4	230	0,37
5	200	0,32
6	170	0,27
Толщина листа 8 мм		
7	190	0,23
8	160	0,20
9	130	0,16
10	100	0,12
11	70	0,08
12	40	0,05

Примечание. Для листа толщиной 5 мм осевое усилие P прижатия инструмента и частота ω его вращения составили 21 кН и 620 мин⁻¹, для листа толщиной 8 мм — соответственно 26 кН и 800 мин⁻¹.

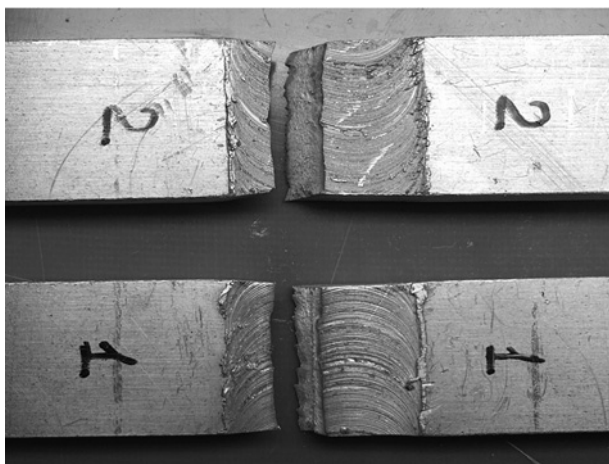


Рис. 3. Образцы сварных соединений после испытаний на статическое растяжение

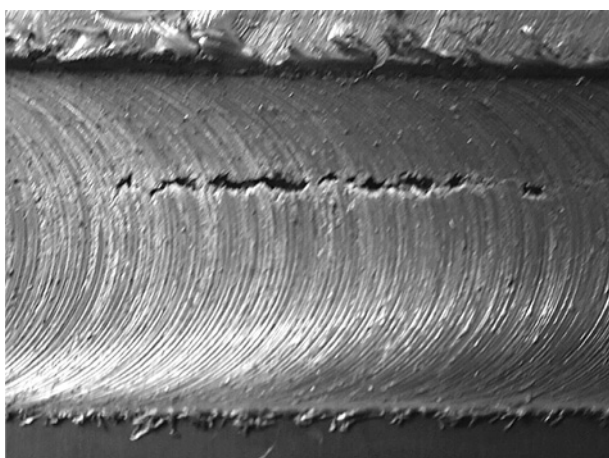


Рис. 4. Лицевая поверхность шва с дефектом типа несплавление, выполненного СТП на сплаве 1565чМ толщиной 5 мм при подаче инструмента 0,58 мм/об

инструмента; большой диаметр наконечника инструмента; значительное углубление на рабочей (торцевой) поверхности бурта инструмента; недостаточное заглабление бурта инструмента в свариваемый металл; недостаточное усилие прижатия инструмента к поверхностям свариваемых деталей в процессе сварки; небольшая частота вращения инструмента; значительная скорость сварки; большие зазор в стыке и смещение оси стыка относительно инструмента; ненадежная фиксация свариваемых кромок.

Так как все образцы сваривали при одних и тех же условиях фиксации свариваемых кромок и контролируемом осевом прижатии инструмента одним и тем же инструментом, то основной причиной образования несплавлений посчитали небольшую частоту вращения инструмента и большую скорость сварки, которые объединили в обобщенный показатель подачи инструмента.

Скорость сварки и частота вращения инструмента существенно влияют на тепловыделение в зо-

не сварки. При определенных соотношениях частоты вращения инструмента и скорости его перемещения по стыку может оказаться, что выделяемого при трении тепла недостаточно для пластификации объема металла, необходимого для заполнения образуемой наконечником инструмента полости. Увеличить пластификацию металла можно уменьшением скорости сварки или повышением частоты вращения инструмента.

Образцы, сваренные при подаче $0,53 \div 0,66$ мм/об, даже не испытывали из-за наличия явного дефекта, уменьшающего сечение шва и, следовательно, величину разрушающей нагрузки.

В структуре образцов, сваренных при более низких скоростях, т. е. при меньших подачах на оборот инструмента (режимы 1 и 2), наблюдаются дефекты сварки, называемые микрополостями. Этот наиболее часто встречающийся при СТП дефект имеет несплошности на наступающей стороне шва и возникает, предположительно, вследствие чрезмерно большой скорости поступательного движения инструмента относительно заготовки, когда увлекаемый инструментом слой металла не успевает заполнять пространство за ним. В то же время в отличие от несплавления данный дефект часто не выходит на поверхность шва (рис. 5).

В листах большей толщины этот дефект проявился масштабнее: у образцов толщиной 5 мм дефект в виде микрополостей располагается вблизи

Таблица 2

Статическая прочность сварных соединений сплава 1565ч

Но- мер режи- ма	Подача инстру- мента на оборот η, мм/об	Предел прочнос- ти сварно- го соеди- нения σ _в , МПа	Кoeffи- циент прочнос- ти сое- едине- ния	Тип дефекта соединения
Толщина листа 5 мм				
1	0,51	216,3	0,61	Микрополости
2	0,46	277,6	0,77	Микрополости
3	0,42	348,6	0,97	Нет
4	0,37	355,8	0,99	Нет
5	0,32	316,3	0,88	Несплошности и поры
6	0,27	294,7	0,82	Несплошности и поры
Толщина листа 8 мм				
7	0,23	192,8	0,56	Микрополости
8	0,20	216,9	0,63	Микрополости
9	0,16	316,8	0,92	Нет
10	0,12	333,9	0,97	Нет
11	0,08	309,7	0,90	Несплошности и поры
12	0,05	292,6	0,85	Несплошности и поры
Примечание: Механические свойства основного металла: при толщине листа 5 мм — предел прочности 359,4 МПа; при толщине листа 8 мм — предел прочности 344,3 МПа.				

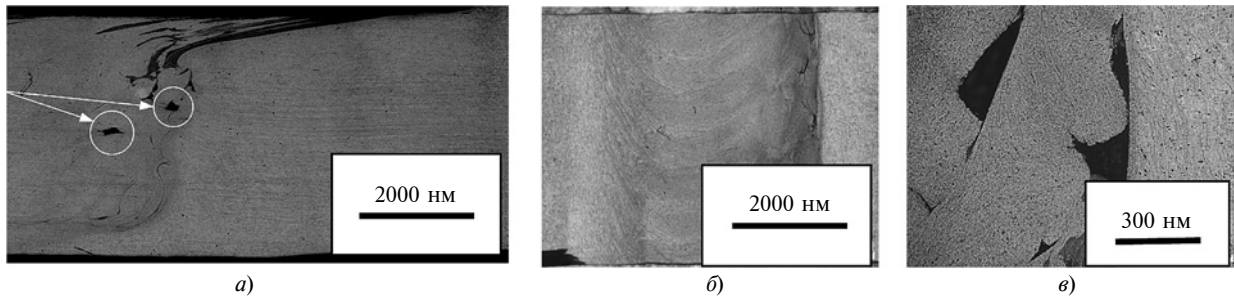


Рис. 5. Дефект типа микрополости в поперечном сечении соединения (а) и на глубине 2,3 мм от лицевой поверхности шва (б, в)

поверхности; у образцов толщиной 8 мм дефект занимает значительную часть сечения образца. Глубина залегания дефекта составила соответственно 1690 и 2340 мкм. Протяженность дефекта заметно повлияла на прочность сварного соединения, что показали результаты испытаний образцов, сваренных по режимам 1 и 2 (см. табл. 2).

Послойный металлографический анализ показал, что дефект расположен в ядре шва справа по движению инструмента на границе с основным материалом и представляет квазипериодическую пористую структуру с периодом, близким к пери-

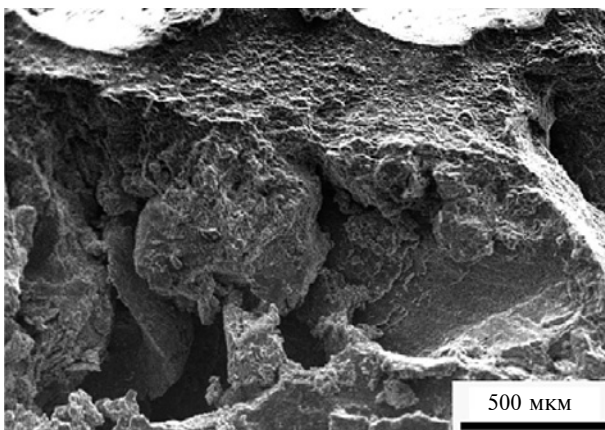
оду кольцевой структуры на лицевой стороне шва (см. рис. 5). Полости ориентированы вдоль линий пластического течения материала и представляют собой микропустоты неправильной формы.

Коэффициент прочности сварных соединений с дефектом в виде микрополостей составил 0,69—0,77 и имеет тенденцию к увеличению с уменьшением подачи до $0,42 \div 0,43$ мм/об.

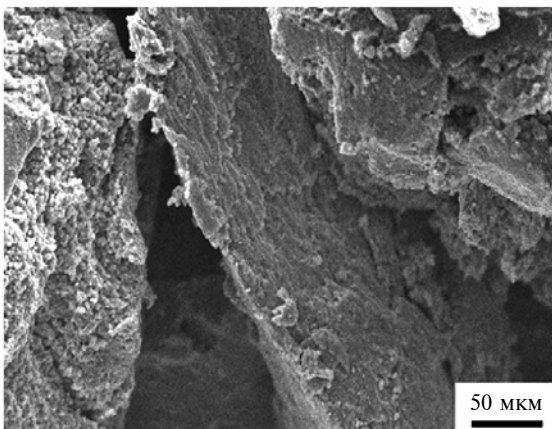
На рис. 6 приведены результаты фрактографических исследований поверхности разрушенного образца, показывающие расположение дефекта на поверхности излома. Анализ характера поверхности разрушения показал, что прилегающий к дефекту материал разрушался квазихрупко. Дефект такого рода не только снижает прочность при статическом растяжении сварного соединения, но, предположительно, и усталостную долговечность, так как в этих условиях он будет играть роль концентратора напряжений и способствовать формированию усталостной трещины в зоне сварки материала.

Уменьшение подачи инструмента до $0,37 \div 0,42$ мм/об позволяет получить бездефектные сварные соединения с коэффициентом прочности $0,97 \div 0,99$ от прочности основного металла (см. табл. 2). При уменьшении подачи инструмента до $0,27 \div 0,34$ мм/об наблюдается снижение прочности сварного соединения. Как показали исследования структуры сварных соединений и изломов образцов после механических испытаний, в данном случае прочность снижается вследствие появления дефектов в виде несплошностей и пор, что связано с особым механизмом формирования сварного шва и его вихреобразной структурой. При небольшом тепловложении нарушается непрерывность потока пластифицированного металла, и в шве образуются не заполненные металлом внутренние полости.

Дефекты в виде несплошностей и пор образуются также в результате чрезмерного тепловыделения при большой частоте вращения инструмента и небольшой скорости сварки, когда увлекаемый инструментом металл не успевает заполнить пространство за ним. Приводят к подобного рода дефектам различия в степени деформирования разных объемов свариваемого материала, и чем больше частот-



а)



б)

Рис. 6. Строение излома сварного соединения сплава 1565ЧМ в месте расположения дефекта типа микрополости

та вращения инструмента, тем масштабнее появление опасных дефектов.

При одновременном уменьшении скорости подачи и частоты вращения инструмента появлялись области несплошностей. В изломе образцов были заметны несплошности материала глубиной от 30 до 90 мкм (рис. 7).

Анализ результатов исследований показал следующую последовательность этапов процесса СТП: 1) выбор режима сварки; 2) особенности пластического течения материала в зоне движения инструмента; 3) формирование дефектной или бездефектной структуры соединения; 4) физико-механические свойства соединения.

Очевидно, что этап 1 при правильном выборе частоты вращения инструмента и скорости сварки (подачи инструмента) обеспечивает получение плотной мелкозернистой структуры сварного шва с высокими прочностными свойствами. Однако получение бездефектного соединения рациональным

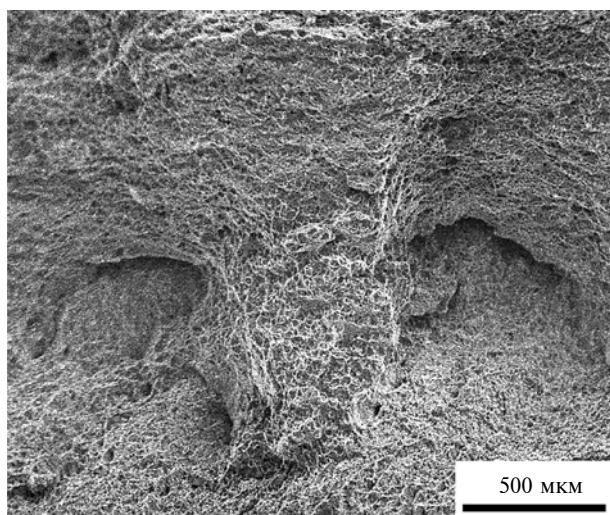
выбором технологических параметров СТП до сих пор остается актуальной задачей, так как требует индивидуального подхода к каждому типу свариваемых материалов, оборудования и инструмента.

Как следует из полученных нами данных, повышенная вероятность хрупкого разрушения и обусловленного им резкого снижения прочностных свойств сварного соединения из алюминиево-магниевого сплава 1565чМ может иметь место при выборе технологических режимов, при которых происходит перегрев металла в зоне сварки с одновременным интенсивным деформационным воздействием.

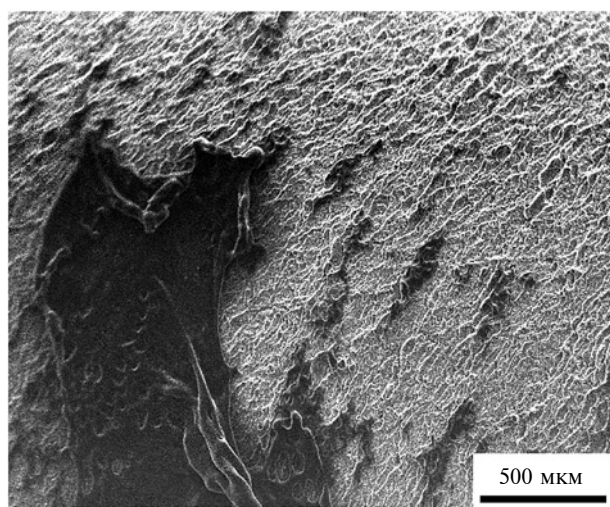
Так как разрушение образцов при статическом нагружении реализуется, как правило, в зоне термомеханического влияния, предприняли попытку определения прочности непосредственно в ядре сварного шва, где структура материала однородна вследствие рекристаллизации. Для испытаний подготовили образцы сварных соединений листов из сплава 1565чМ толщиной 8 мм, сваренных по режиму 10 (см. табл. 1). Вырезали четыре образца — по два образца вдоль и поперек направления сварки, рабочая часть которых содержала только зону перемешивания, состоящую из рекристаллизованных зерен. При испытаниях вырезанные по указанной схеме образцы разрушались строго в зоне ядра сварного шва. При этом средние максимальные напряжения при разрушении образцов, вырезанных вдоль и поперек направления сварки, оказались очень близкими и составили $\approx 376,8$ МПа, т. е. были выше прочности основного металла (344,3 МПа).

Фрактографические исследования, выполненные после испытаний на растяжение, показали, что характер разрушения поверхности обоих видов образцов был идентичным — транскристаллитный с формированием развитого ямочного микрорельефа. Заметной разницы в размере ямок не обнаружено, скопления крупных частиц и дефектов в виде трещин и расслоений не наблюдалось.

Исследование влияния возможных комбинаций технологических параметров режима СТП алюминиево-магниевого сплава 1565ч на формирование структурных неоднородностей (дефектов) сварного шва и прочность сварного соединения показало, что при сварке с чрезмерно большой подачей инструмента образуются дефекты в виде пустот, предположительно, из-за ухудшения условий перемешивания слоев материала вокруг движущегося инструмента. Сварка с небольшой подачей инструмента приводит к появлению другого дефекта — несплошностей и пустот. Эти дефекты в сварном соединении одинаково влияют на характер разрушения образцов: в отличие от бездефектных образцов разрушение становится двухстадийным. С увеличением площади дефекта в изломе образца увеличивается доля хрупкого разрушения и, соот-



а)



б)

Рис. 7. Дефекты в виде "рыхлости" (а) и несплошностей (б) металла шва

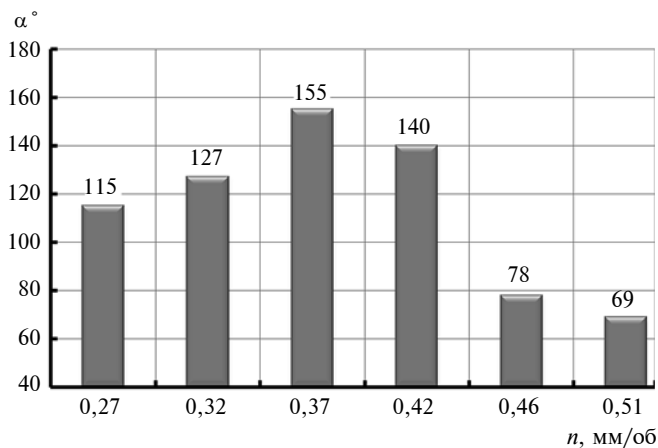


Рис. 8. Влияние величины подачи рабочего инструмента на угол изгиба сварного соединения сплава 15654 толщиной 5 мм

ветственно, снижается прочность сварного соединения.

Кроме прочности весьма чувствительным к дефектам в сварном соединении оказывается такая характеристика металла шва, как угол изгиба (рис. 8). Испытания показали, что в соединениях без дефектов угол изгиба достигает $140 \div 155^\circ$. При наличии пор и несплошностей в металле шва (подача инструмента $0,27 \div 0,32$ мм/об) угол изгиба уменьшается до $115 \div 127^\circ$; еще большее уменьшение угла изгиба наблюдается при наличии микрополостей и подаче инструмента $0,69 \div 0,77$ мм/об.

Выводы

Варьирование технологических режимов СТП алюминий-магниевого сплава 15654 показало, что сварка с большой частотой вращения инструмента при малой скорости его перемещения вдоль стыка (малая подача инструмента) приводит к охрупчиванию материала и появлению многочисленных дефектов, снижающих прочность сварного соединения.

Испытания на статическое разрушение показали, что сварное соединение разрушается главным образом в зоне термомеханического влияния. Прочность материала в месте разрушения близка к прочности основного металла или меньше ее в зависимости от величины подачи инструмента при сварке.

В ядре сварного шва при максимальных растягивающих напряжениях прочность сварного соединения сплава 15654 превысила прочность основного металла.

Установлен двухстадийный характер разрушения сварных соединений алюминий-магниевого сплава 15654, зависящий от наличия дефектов в сварном шве. В одном случае начальная стадия характеризуется появлением первичной трещины в корне шва по линии стыка с последующим разрывом в направлении максимальных касательных на-

пряжений. В другом, разрушение обусловлено наличием дефектов вблизи лицевой стороны шва на наступающей стороне, где первоначально происходит разрыв металла с дальнейшим разрушением по границе ядра шва.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Дриц А. М., Овчинников В. В., Растопчин Р. Н. Технологические свойства листов из свариваемого алюминиевого сплава 15654 для производства цистерн // Технология легких сплавов. 2012. № 3. С. 20–29.
2. Павлова В. И., Зыков С. А., Осокин Е. П. Оценка влияния конструктивно-технологических факторов сварки на свойства сварных соединений из алюминий-магниевого сплава при криогенной температуре // Вопросы материаловедения. 2014. № 2 (78). С. 138–154.
3. Аникина В. И., Гильманшина Т. Р., Баранов В. Н. Структура и свойства алюминий-магниевого сплава: монография. Красноярск: Сибирский федеральный ун-т, 2012. 112 с.
4. Дриц А. М., Овчинников В. В. Сварка алюминий-магниевого сплава: Монография. М.: Руда и металлы, 2017. 440 с.
5. Сварка алюминий-магниевого сплава в авиакосмической промышленности / В. И. Лукин, О. Г. Оспенникова, Е. Н. Иода, М. Д. Пантелеев // Сварка и диагностика. 2013. № 2. С. 47–51.
6. Ищенко А. Я. Сварка алюминий-магниевого сплава (направления исследований, проводимых ИЭС им. Е. О. Патона) // Автоматическая сварка. 2007. № 11. С. 10–13.
7. Овчинников В. В. Пористость при сварке алюминий-магниевого сплава // Заготовительные производства в машиностроении. 2008. № 1. С. 12–16.
8. Овчинников В. В., Дриц А. М. Свойства соединений листов алюминий-магниевого сплава, выполненных сваркой трением с перемешиванием // Заготовительные производства в машиностроении. 2015. № 10. С. 7–15.
9. Определение дефектов в виде заглаженного непрочного шва после сварки трением с перемешиванием / А. В. Филиппов, С. Ю. Тарасов, Е. А. Колубаев, В. Е. Рубцов // Фундаментальные исследования. 2015. № 6. С. 296–310.
10. Сварка трением с перемешиванием термически упрочняемого сплава В95 системы Al–Zn–Mg–Cu / В. А. Фролов, В. Ю. Конкевич, П. Ю. Предко, В. В. Белоцерковец // Сварочное производство. 2013. № 3. С. 21–26.
11. Покляцкий А. Г. Характерные дефекты при сварке трением с перемешиванием тонколистовых алюминий-магниевого сплава и основные причины их образования // Автоматическая сварка. 2008. № 6. С. 48–52.
12. Influence of friction stir welding parameters on grain size and formability in 5083 aluminium alloy / T. Hirata, T. Ogiri, H. Nagino, T. Tanaka, Y. Chung // Materials Science and Engineering. 2007. V. 456. P. 344–349.
13. The investigation of typical welding defects for 5456 aluminum alloy friction stir welds / H. B. Chen, K. Yan, S. B. Chen, C. Y. Jiang, Y. Zhao // Materials Science and Engineering. 2006. V. 433. P. 64–69.
14. Овчинников В. В., Дриц А. М., Малов Д. В. Механические свойства сварных соединений сплавов 15654М и 1460Т1 в разноименном сочетании, полученных сваркой трением с перемешиванием // Заготовительные производства в машиностроении. 2015. № 6. С. 11–17.
15. МИ 2083–90. Рекомендация. Государственная система обеспечения единства измерений. Измерения косвенные. Определение результатов измерений и оценивание их погрешностей. М.: Изд-во стандартов, 1991. 11 с.

А. Е. ТЮЛИН, А. А. ЧУРСИН, доктора экономических наук, кандидаты технических наук (АО "Российские космические системы"), e-mail: achursin2008@yandex.ru

Основы технологии построения интеллектуальной системы управления созданием уникальной продукции

Изложены основы технологии построения интеллектуальной системы, позволяющей эффективно управлять созданием уникальной продукции.

Ключевые слова: уникальная продукция, высокотехнологичное предприятие, интеллектуальная система, технико-экономический облик продукции.

The fundamentals of the technology for constructing an intelligent system that allows effectively managing the creation of unique products are outlined.

Keywords: unique product, high-tech enterprise, intelligent system, technical and economic appearance of products.

Создание технико-экономического облика уникальной продукции¹, претендующей на формирование нового рынка, является начальной стадией производства перспективного изделия, для сохранения уникальности и востребованности которого необходимо управлять его жизненным циклом, чтобы оно не утратило конкурентоспособности с развитием рынка технологий, потребностей общества и т. д. Эффективное управление созданием уникальной продукции обеспечат интеллектуальные системы, способные выявить и спрогнозировать потребительские ожидания рынка и поддержать принятие решений как на этапе формирования технико-экономического облика продукции, так и на других этапах ее жизненного цикла.

Теоретический аспект

Сегодня IT-компании предоставляют широкий спектр программных продуктов, использующих разные технологии. Наиболее передовые технологии существующих систем поддержки принятия решений на этапах жизненного цикла новой продукции представлены решениями компаний SAP и Oracle.

На текущий момент типовым подходом к автоматизации инновационных процессов предприятия является внедрение одной из существующих ERP систем. Однако современные реалии выявляют проблемы классического подхода и требуют формулировки новой парадигмы управления предприятием, соответствующей внешней ситуации на рын-

¹ Уникальная продукция — продукция, отвечающая не удовлетворенному спросу и не имеющая мировых аналогов.

ке. Существует много работ по автоматизации процессов создания новой продукции. Исследователи отмечают, что использование современных технологий при управлении экономическими процессами повышает производительность труда работников [1, 2]. Однако автоматизация хозяйственной деятельности предприятия с использованием программного обеспечения стоит очень дорого, а ее внедрение занимает от нескольких месяцев до нескольких лет. Поэтому внедрение программных методов управления созданием новой продукции должно основываться на предварительном расчете выгоды от их эксплуатации и определении экономической эффективности.

На взгляд авторов, развитие структурных особенностей предприятия — это формирование уникальной системы автоматизации инновационной деятельности с учетом его отраслевой специфики. Сложившийся за последние десятилетия подход к управлению предприятием — использование отдельных программных продуктов для автоматизации частных направлений его деятельности, показал хорошие результаты, так как фоном для сравнения были исключительно неавтоматизированные предприятия. Вместе с тем в последние годы на предприятиях с высокоавтоматизированными системами, функционирующими на основе принципов цифрового интегрированного производства, "человеческий фактор" все больше устраняется от непосредственного участия в процессах и выполняет лишь наблюдательные функции. Развитие интеллектуальных систем управления созданием уникальной продукции предполагает формирование больших организационно-экономических систем, объединяющих отдельные подсистемы для решения главной задачи — сохранение и развитие конкурентных преимуществ уникального продукта с момента создания его перспективного технико-экономического облика до момента вывода на рынок, с последующим управлением обновлением продукции для поддержания ее конкурентных преимуществ и высоких потребительских качеств.

Практический аспект

Чтобы построить перспективную интеллектуальную систему управления созданием уникальной продукции, необходимо учитывать определенные закономерности, которые существуют между науч-

но-технологическим и компетентностным потенциалами предприятия, радикальными инновациями и созданием уникального продукта. Исследования теоретических основ создания высококонкурентоспособной продукции [3, 4] позволили сформулировать экономический закон опережающего удовлетворения перспективных потребностей и осуществить его экономическое и математическое доказательство, приведенное ниже. Эти закономерности определяют предпосылки построения интеллектуальной системы управления созданием уникальной продукции.

Законы развития наукоемких предприятий показывают, что достижения фундаментальной науки способствуют развитию прикладных разработок, формирующих новые потребности или качественно меняющиеся существующие. Прорывные инновационные технологии воплощаются в создании уникальной продукции или услуг, обладающих высокой потребительской полезностью. Стремясь к коммерциализации инновационных технологий, высокотехнологичные компании создают или способствуют созданию рынков для продвижения своих новых продуктов. Модель "потребности — компетенции — ресурсы — продукция — новые рынки — потребности" показывает, что повышение уровня компетенций расширяет потребительские рынки за счет появления новых продуктов, ориентированных на удовлетворение перспективных потребностей. При этом рыночные механизмы способствуют скачкообразному росту инвестиций в прорывные технологии, которые используются при создании данных продуктов, что способствует сокращению цикла их разработки и постановки на производство. Согласно законам инновационной экономики эти инвестиции значительно повышают компетенции в данной области. Взрывной рост имеет место лишь во время стремительного формирования нового рынка и перехода производителя в состояние опережающего развития. Согласно предельным законам экономики наступает момент насыщения любых потребительских рынков, т. е. с некоторого момента их рост сокращается, но при этом технологии, ранее инновационные, становятся рядовыми. В этом случае производитель может выйти из состояния опережающего развития, обеспечивавшего его монопольное положение на рынке. Чтобы избежать этого, необходимо перманентное (постоянное, продолжающееся во времени) управление созданием радикальных инноваций путем научно-технологического развития производителя и наращивания его ключевых компетенций. Эту модель можно представить в виде общего закона опережающего удовлетворения перспективных потребностей:

"Радикальные инновации создаются в результате прорывного научно-технологического развития про-

изводителя и интенсивного наращивания его ключевых компетенций. При этом обеспечивается ускорение циклов разработки и реализации уникальной продукции, стимулирующей возникновение потребностей и создающей рынок сбыта, на котором производитель становится временным монополистом и переходит в состояние опережающего развития, обеспечивающего его глобальную конкурентоспособность за счет перманентного (постоянного, продолжающегося во времени) спиралевидного процесса "потребности — компетенции — ресурсы — продукция — новые рынки — потребности".

Отметим, что рассматриваются постоянные процессы с непрерывным временем:

$$0 < T < \infty.$$

Рассмотрим формальную систему дифференциальных уравнений, включающих основные экономические параметры модели связи уровня ключевых компетенций и создания потребительских рынков:

$$\begin{cases} \dot{EK}(t) = F_1(EK(t), IP(t), \gamma(t), q(t)); \\ \dot{IP}(t) = F_2(EK(t), IP(t), \gamma(t), q(t)); \\ \dot{\gamma}(t) = F_3(EK(t), IP(t), \gamma(t), q(t)); \\ \dot{q}(t) = F_4(EK(t), IP(t), \gamma(t), q(t)), \end{cases} \quad (1)$$

где $\dot{EK}(t)$ — количественная оценка уровня ключевых компетенций (описывает достигнутый уровень технологических, организационных, управленческих и иных компетенций, которые могут быть использованы наукоемкими производителями для разработки уникальной продукции); $\dot{IP}(t)$ — количественная оценка уровня научно-технологического потенциала (описывает различные составляющие инновационного потенциала); $\dot{\gamma}(t)$ — количественная оценка потребительской полезности уникальной продукции (отражает степень соответствия перспективным потребностям и возможности доминирования на рынке); $\dot{q}(t)$ — доля продукции на рынке (отражает связь инновационного потенциала с возможностью выпуска доминирующей на рынке продукции).

Динамику показателей в системе (1) можно описать с помощью линейной модели:

$$\begin{cases} \dot{EK}(t) = A_{EK}EK(t) + A_{q, EK}q(t); \\ \dot{IP}(t) = A_{IP}IP(t) + A_{EK, IP}EK(t); \\ \dot{\gamma}(t) = A_{\gamma}\gamma(t) + A_{IP, \gamma}IP(t); \\ \dot{q}(t) = A_{q}q(t) + A_{\gamma, q}\gamma(t), \end{cases} \quad (2)$$

где A — коэффициенты, определяемые на основании статистики описываемого процесса.

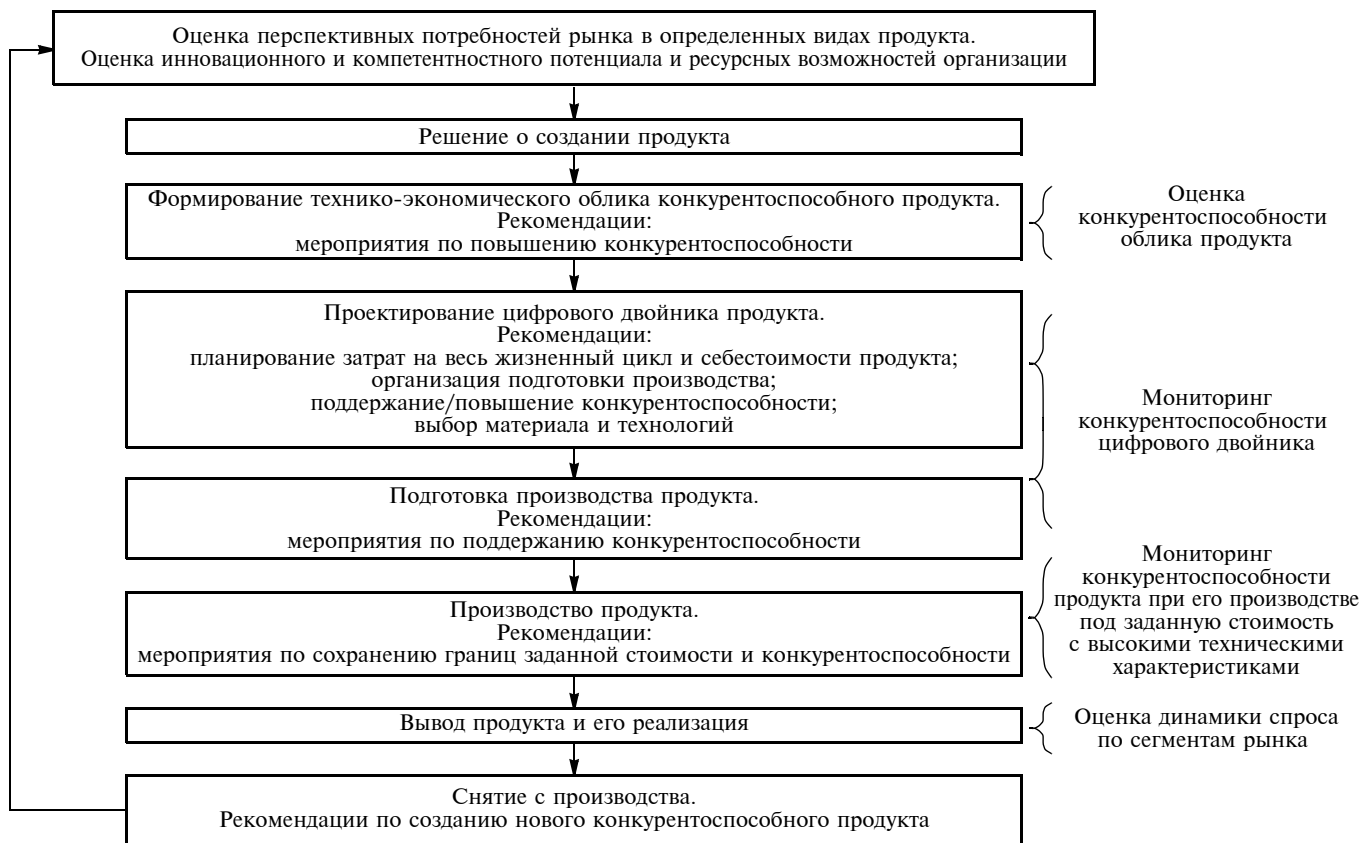


Рис. 1. Логическая схема интеллектуальной системы управления созданием уникальной продукции

В системе (2) линейных дифференциальных уравнений каждая динамическая переменная имеет определенный коэффициент диффузии, что отражает объективное снижение всех показателей со временем в отсутствие дополнительного управления. Предложенная система (2) уравнений взаимосвязи уровня научно-технологического потенциала и ключевых компетенций с созданием уникальной продукции и формированием производителем ее нового рынка, а также переходом в состояние опережающего развития может описывать только период возрастания этих величин, поэтому для отражения циклических явлений при развитии уровня компетенций и потребительских рынков необходимо рассмотреть нелинейные динамические модели.

В цикле "рост рынков — сокращение рынков" в современной высокотехнологичной экономике остается (накапливается) достаточный запас компетенций (интеллектуальных ресурсов) для создания предпосылок к новому циклу роста рынков и компетенций. Цикличность с двумя четко выраженными стадиями — роста и спада, можно описать функцией гистерезисного типа:

$$H[Y(t)] = \begin{cases} H_{\min}, & Y(t) > T_{\max}; \\ H_{\max}, & Y(t) < T_{\min}. \end{cases}$$

Для описания взаимозависимости уровня компетенций и потребительского рынка используем динамическую модель вида:

$$\begin{cases} E\dot{K}(t) = A_{EK}EK(t) + H_{EK}[EK(t)]A_{q, EK}q(t); \\ I\dot{P}(t) = A_{IP}IP(t) + H_{IP}[IP(t)]A_{EK, IP}EK(t); \\ \dot{\gamma}(t) = A_{\gamma}\gamma(t) + H_{\gamma}[\gamma(t)]A_{IP, \gamma}IP(t); \\ \dot{q}(t) = A_qq(t) + H_q[q(t)]A_{\gamma, q}\gamma(t). \end{cases}$$

Уровень ключевых компетенций производителя отчасти определяется эффективной организацией процесса управления их развитием. Во всех крупных компаниях для регулирования потоков знаний существуют организационные элементы управления, которые, как правило, представлены интеллектуальными системами поддержки принятия решений при создании новой продукции. Эти элементы необходимы для поощрения трансфера инновационных ресурсов и передачи знаний как внутри организации, так и вне ее.

На наш взгляд, логическую схему построения интеллектуальной системы управления созданием уникальной продукции можно представить блок-схемой на рис. 1.

Организационно-экономическая интеллектуальная система управления созданием уникальной

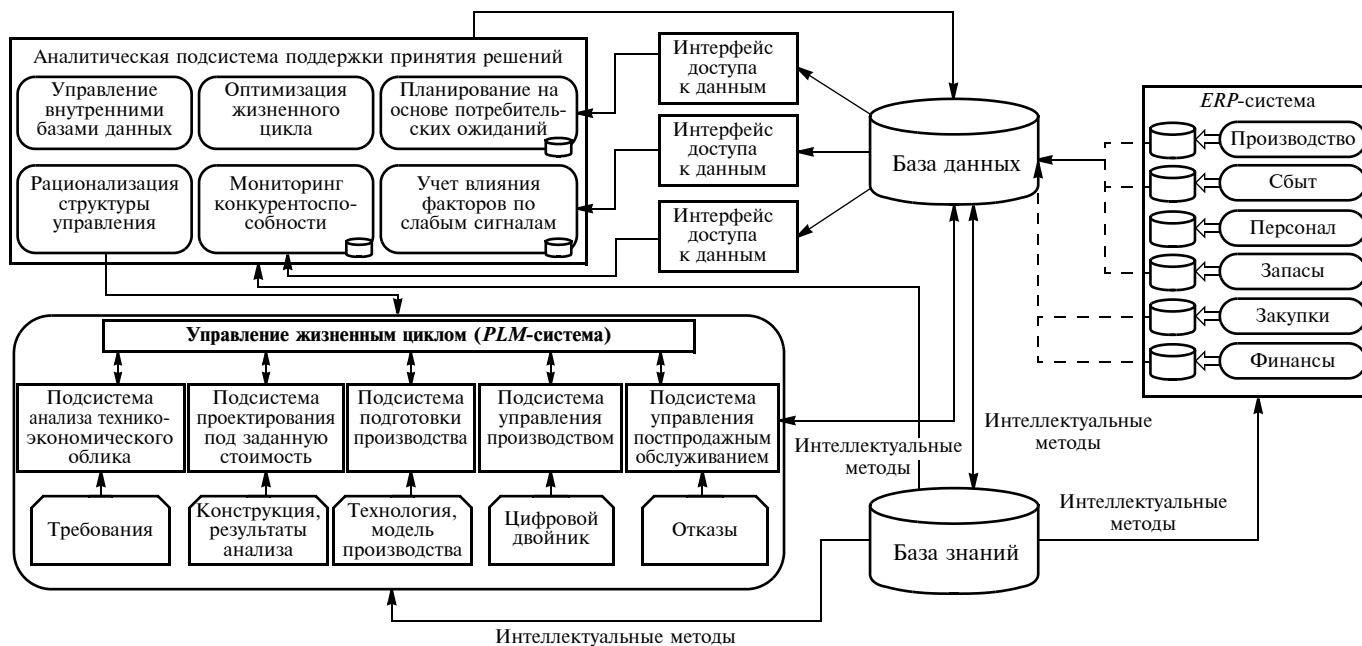


Рис. 2. Блок-схема интеллектуальной системы управления созданием уникальной продукции

продукции должна учитывать влияние внешних факторов на конкурентоспособность каждой из таких подсистем и контролировать их функционирование не только в отдельности, но и учитывать их взаимосвязи. Блок-схема такой системы представлена на рис. 2.

Предлагаемую перспективную интеллектуальную систему управления созданием уникальной продукции отличает способность анализировать действия конкурентов, прогнозировать эволюцию потребностей и на основании этого определять требования к обновлению продукции. Интеллектуальная система, в свою очередь, формирует мультисервисную интеллектуальную информационно-вычислительную инфраструктуру создания уникальной продукции. При этом все средства информатизации и автоматизации системы должны рассматриваться как функциональные или информационно-логические компоненты мультисервисной интеллектуальной информационно-вычислительной инфраструктуры, создание и развитие которой направлено на повышение эффективности

принятия управленческих решений на разных этапах жизненного цикла уникальной продукции, что становится возможным благодаря получению актуальной информации из мирового информационного пространства с использованием современного программного обеспечения на основе интеллектуальных методов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Калачанов В. Д., Кобко Л. И. Экономическая эффективность внедрения информационных технологий: Учеб. пособие. М.: МАИ, 2006. С. 177.
2. Maslov A. V. Competencies of a corporate knowledge manager // Applied Mechanics and Materials. 2013. N. 379. P. 214–219.
3. Теоретические основы закона управления опережающим развитием организации / А. Е. Тюлин, А. А. Чурсин, А. В. Юдин, П. Ю. Грошева // Микроэкономика. 2019. № 1. С. 5–12.
4. Tyulin A., Chursin A., Yudin A. Production capacity optimization in cases of a new business line launching in a company // Espacios. 2017. N. 38 (62). P. 20.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогу:

"Пресса России" — индекс **27841**



К. Т. ШЕРОВ, д-р техн. наук, С. С. АЙНАБЕКОВА, С. О. ТУСУПОВА, А. А. САГИТОВ, Е. Б. ИМАНБАЕВ
(КарГТУ, Казахстан, г. Караганда), e-mail: shkt1965@mail.ru

Исследование термофрикционной отрезки с импульсным охлаждением методом конечных элементов

Приведены результаты исследования способа термофрикционной отрезки с импульсным охлаждением, полученные моделированием процесса методом конечных элементов с использованием модуля Machining программного комплекса Deform 3D. Подтверждена выдвинутая ранее гипотеза о механизме резания при данном способе.

Ключевые слова: термофрикционная отрезка, импульсное охлаждение, метод конечных элементов, механизм резания.

The results of a study of the thermofriction cutting-off method with pulsed cooling, obtained by modeling the process by the finite element method using the Machining module of the Deform 3D software package, are presented. The hypothesis put forward earlier about the cutting mechanism with this method is confirmed.

Keywords: thermofriction cutting-off, pulsed cooling, finite element method, cutting mechanism.

Традиционная технология термофрикционной отрезки основана на разупрочнении обрабатываемого материала в зоне реза при высокой скорости трения скольжения [1, 2]. При этом, чем выше скорость, тем больше теплоты аккумулируется на контакте. Однако чрезмерное повышение скорости приводит к ужесточению требований, предъявляемых к оборудованию [3].

Разработан способ термофрикционной отрезки металлических заготовок специальной дисковой пилой с применением импульсного охлаждения (рис. 1) [4]. Геометрия дисковой пилы определяется размерами зоны L_1 нагрева и зоны L_2 охлаждения, которые в сумме составляют шаг L .

В работе [5] экспериментально исследованы тепловые явления при термофрикционной отрезке с импульсной подачей смазочно-охлаждающей жидкости (СОЖ) в зону резания. На рис. 2 показано распределение температуры T на расстоянии l от зоны контакта инструмента и заготовки, в которой происходит трение, при термофрикционной отрезке. Кривая 1, полученная при резании без охлаждения, соответствует традиционной технологии

обработки. Изолиния максимальной температуры соответствует константе $l = 0$, по мере удаления от нее (кривая 1) температура снижается. При высокочастотном охлаждении (кривая 2) тепловое поле локализуется, что приводит к повышению температуры в слоях, прилежащих к контакту инструмент—заготовка ($l \approx 0,25 \div 0,6$ мм).

На рис. 3 приведено распределение динамической твердости H_d в зоне деформации [5]. На графике видно, что при охлаждении на участке с расстоянием $l \approx 0,25 \div 0,6$ мм от контакта твердость минимальная (кривые 2 и 3), это косвенно подтверждается и измерением температуры. Приведенные результаты подтверждаются также микро-

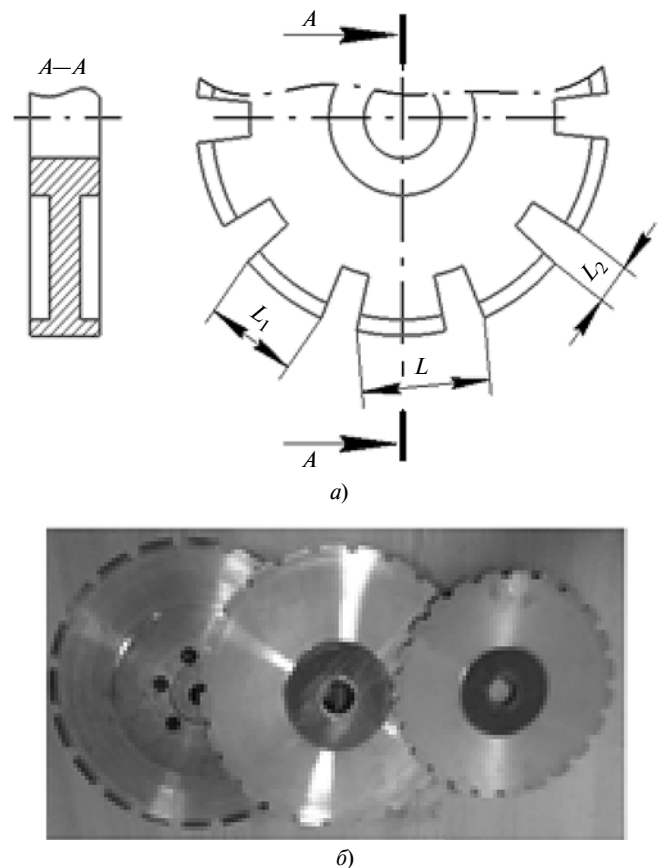


Рис. 1. Эскиз (а) и фотографии (б) специальной дисковой пилы

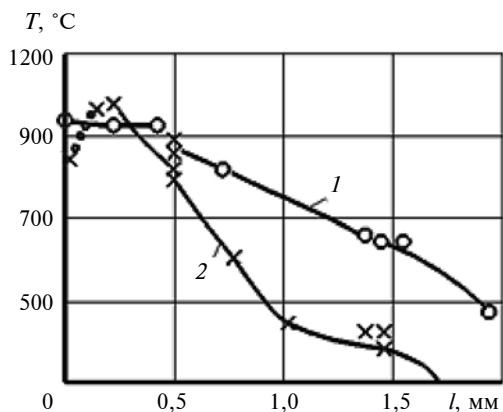


Рис. 2. Распределение температуры T при термофрикционной отрезке традиционной без охлаждения (1) и с импульсным охлаждением (2)

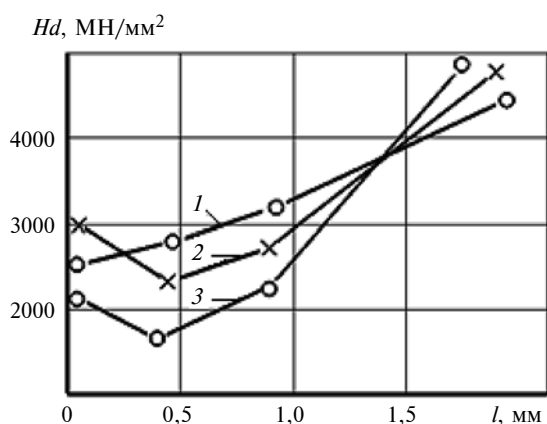


Рис. 3. Распределение динамической твердости H_d в зоне деформации:

1 — без охлаждения; 2 и 3 — с охлаждением соответственно при $L_2 = 5$ и 15 мм

структурными исследованиями, анализ которых показал их достоверность в динамике [5]. Так, текстура металла заготовки в зоне, расположенной на расстоянии $0,2 \div 0,5$ мм от контакта с периферией диска, отличалась от текстуры выше- и нижележащих слоев. Измерение микротвердости показало наиболее заметное изменение твердости именно в этой зоне, при этом она оказалась несколько шире.

Полученные результаты и результаты работы [6] позволили выдвинуть следующую гипотезу механизма резания.

В тонком слое ($h \approx 0,1 \div 0,2$ мм) материала заготовки, контактирующим с периферией диска, подвергающемуся постоянному циклическому нагреву и охлаждению при очень частой смене цикла $i \approx (100 \div 150)10^3$ мин, должны развиваться трещины [5]. Кроме того, этот слой подвергается закалке и, следовательно, может состоять из отдельных микрочастиц, образующих нарост в зоне нагрева (L_1) периферии диска. В первом приближении мож-

но провести аналогию с абразивным материалом. Этот слой режет более мягкий нижележащий слой. При сближении зоны нагрева (L_1) с наростом на выходе диска из заготовки происходит его срыв вследствие того, что весьма толстый слой материала заготовки на выходе, обильно и постоянно смачиваемый по наружному контуру СОЖ, имеет значительно более высокую твердость. Возможно также образование этого слоя в виде сплошной пленки, которая также может резать нижележащий слой. Можно также предположить образование этого слоя по обоим способам.

К сожалению, экспериментально подтвердить эту гипотезу практически невозможно, так как образование и срыв нароста происходят практически мгновенно. Однако полученные данные показали, что при отрезке с импульсным охлаждением внешнее трение скольжения на линии контакта (см. рис. 2, кривая 2, $l = 0$) переходит во внутреннее трение, которое является основным механизмом процесса резания при данном способе. Поэтому уточнение гипотезы механизма резания термофрикционной отрезкой с импульсным охлаждением, путем моделирования процесса методом конечных элементов с использованием модуля Machining программного комплекса Deform 3D является актуальной задачей.

Для исследования использовали модели: заготовка диаметром 10 мм и длиной 100 мм; диск диаметром 325 мм и толщиной 4 мм имеет зону нагрева $L_1 = 22$ мм и зону охлаждения $L_2 = 10$ мм, соответственно в сумме определяющие шаг $L = 32$ мм. Для расчета теплопередачи и величины деформации использовали конечно-элементную тетраэдрическую сетку с автоматической перестройкой при искажении ≥ 20 %. Начальная температура заготовки, инструмента и окружающей среды 20 °С. Коэффициент теплопроводности между заготовкой и пилой 30 Вт/(м · С), между деталями и окружающей средой — $0,002$ Вт/(м · С). При моделировании приняты следующие граничные условия: заготовка жестко закреплена; пила перемещается только вдоль оси резания; линейная скорость резания дисковой пилой 40 м/с, подача 3 мм/с, частота вращения диска 2000 мин $^{-1}$.

В качестве модели заготовки использовали жаропрочный сплав Inconel 718 [аналог сплава ХН45МВТЮБР (ГОСТ 5632—2014)] на никелевой основе с содержанием элементов, %: $50 \div 55$ Ni + Co; $17 \div 21$ Cr; $2,8 \div 3,3$ Mo; $4,75 \div 5,5$ Nb; $0,65 \div 1,15$ Al; $0,65 \div 1,15$ Ti, параметры которого $A = 1000$; $B = 458$; $N = 0,18$; $C = 0,0105$; $m = 2,3$ [7]. Для определения коэффициента C вязкопластического упрочнения в первом приближении взяли свойства материала, учитывающие деформационное упрочнение при статических испытаниях на разрывной машине. В качестве параметров модели разрушения

Джонсона — Кука приняты: $D = 1$; $E = 0$; $m = 0$; $\alpha = 0,2$; $\dot{\varepsilon}_2 = 1$. Коэффициент трения по Зибелю $\mu = 0,12$. Параметры деформационного упрочнения — коэффициенты A , B , n , определяются по результатам испытаний на растяжение или по материалу-аналогу. Материал пилы сталь AISI 4140 — аналог стали 40ХМ. Для стальных заготовок прочностные характеристики заданы с помощью модели Джонсона — Кука [7],

$$\sigma_s = (A + B\varepsilon^n) \left(1 + C \ln \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0} \right) \right) \left(1 - \left(\frac{T - T_0}{T_{пл} - T_0} \right)^m \right),$$

где ε — накопленная деформация материала заготовки; $\dot{\varepsilon}$ и $\dot{\varepsilon}_0$ — скорости деформации материала заготовки соответственно средняя в зоне резания и при температуре T_0 ; T — средняя температура материала заготовки в зоне резания; $T_{пл}$ и T_0 — температура материала заготовки соответственно плавления и соответствующая $\dot{\varepsilon}_0$ (как правило, $T_0 = 20^\circ\text{C}$); A , B , n , C , m — коэффициенты, полученные статистической обработкой экспериментальных данных исследований прочностных характеристик материала заготовки.

Для стали AISI 4140 теплопроводность $\lambda \approx 42,6$ Вт/(м·°С), параметры модели Джонсона — Кука: $A = 598$ МПа; $B = 768$ МПа; $C = 0,0137$; $n = 0,2092$; $m = 0,807$; $\dot{\varepsilon}_0 = 0,001$ с⁻¹. В качестве критерия разрушения сталей Inconel 718 и AISI 4140 использовали модель Кокрофта — Латама [8].

$$\int_0^{\varepsilon_i} \frac{\sigma_1}{\sigma_i} d\varepsilon_i < c_{пр},$$

где σ_1 — главное нормальное напряжение; σ_i — интенсивность напряжений; ε_i — интенсивность деформаций; $c_{пр}$ — предельное значение показателя Кокрофта — Латама.

Общий вид модели и начальный момент обработки показаны на рис. 4.

Температура окружающей среды в начале моделирования 20°C . Трехмерная модель дисковой пилы для термофрикционной отрезки и область сгущения сетки на контакте, а также трехмерная модель контакта зуба диска с заготовкой (зона нагрева) показаны на рис. 5.

При работе дисковая пила охлаждается струей СОЖ. Температура охлаждения приконтактной зоны $\approx 100^\circ\text{C}$, что равно 8 % от относительной разности температур в зонах нагрева L_1 и охлаждения L_2 . Для более точной информации о термофрикционной отрезке с импульсным охлаждением выполнили моделирование одного прохода с шагом L , т. е. зон нагрева L_1 и охлаждения L_2 . Чтобы определить изменение температуры в контакте диска с заготовкой зону L_1 разбили на 10 равных участков

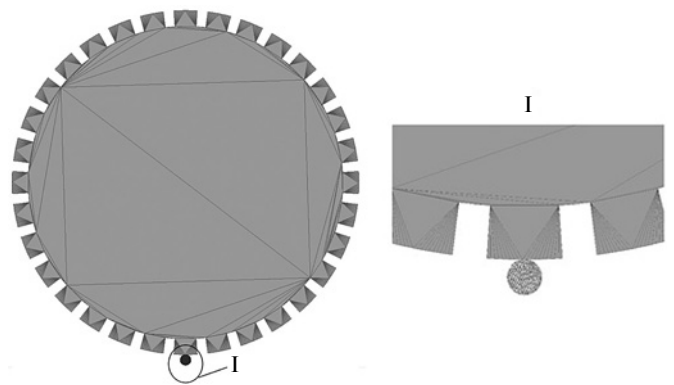


Рис. 4. Модель контакта заготовки и пилы и начальный момент входа зуба в заготовку (I)

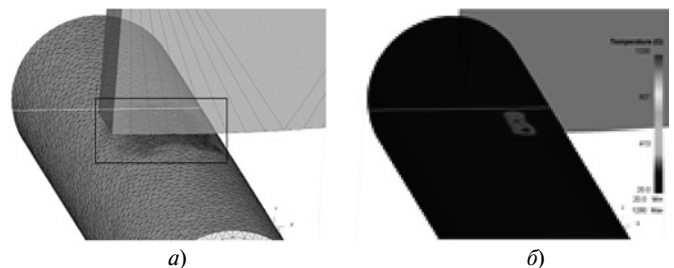


Рис. 5. Трехмерные модели дисковой пилы с областью сгущения сетки на контакте (а) и контакта зуба диска с заготовкой (б)

(точки 1—10), а зону L_2 — на четыре участка (точки 11—14), которые в сумме дают шаг L (рис. 6). Результаты моделирования по участкам зон L_1 и L_2 показали, что при контакте дисковой пилы с заготовкой температура постепенно повышается при прохождении зоны нагрева L_1 (точки 1—10) и начинает снижаться с 1180 до 1060°C при прохождении зоны импульсного охлаждения (точки 11—14). В зоне контакта зуба дисковой пилы (зона L_1) с заготовкой повышение температуры обусловлено выделением тепла при трении и деформации. Снижение температуры в зоне охлаждения за один проход с шагом L составляет $\approx 10\%$, что приемлемо и подтверждает расчетные данные работы [9]. Подтверждается также ранее выдвинутая гипотеза [5, 6] механизма резания о том, что за счет периодического цикла нагрев—охлаждение на обрабатываемой поверхности образуется пленкообразный закаленный слой, а под ним расплавленный материал с температурой, близкой к температуре плавления обрабатываемого материала. Полученные результаты подтверждают данную гипотезу. Для наглядности на рис. 7 приведены результаты моделирования, соответствующие точке 14 зоны L_2 охлаждения (см. рис. 6). Видно, что контактная зона, представляющая собой тонкую пленку I , остается холодной.

Модели заготовок с распределением температуры после отрезки диском, полученные в программном комплексе Deform 2D/3D Machining,

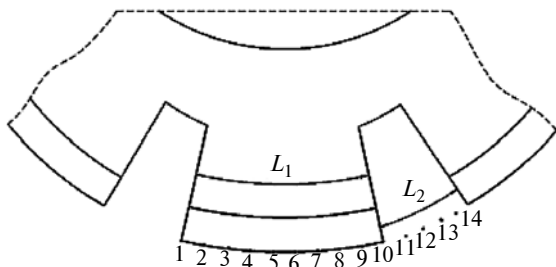


Рис. 6. Эскиз диска с разбиением зон нагрева L_1 и охлаждения L_2 на участки

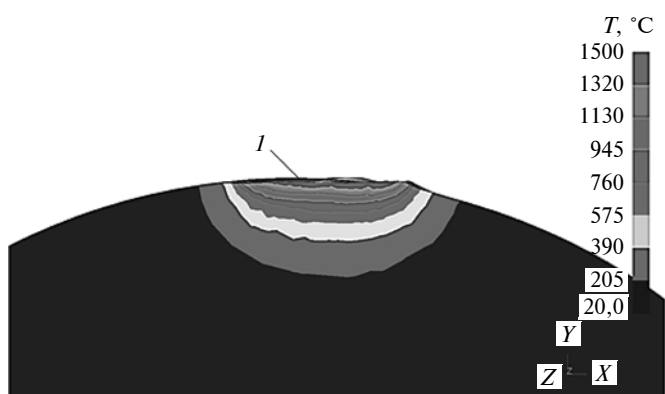


Рис. 7. Результаты моделирования, соответствующие точке 14 зоны L_2 охлаждения

импортируются в программу Компас 2D, которая позволяет измерять расстояние между границами (точками) распределения температуры и определять глубину ($h \approx 0,26$ мм) и ширину ($b = 2,33$ мм) распространения теплоты в зависимости от интервала температур (таблица). Эти значения показали, что глубина распространения тепла по заготовке небольшая.

Моделирование термофрикционной отрезки с импульсным охлаждением показало, что распределение температуры соответствует теоретическим представлениям [9] об ее изменении при периодическом нагреве и охлаждении заготовки в контактной зоне. При вращении температура в зоне контакта диска с заготовкой повышается в результате

Распространение теплоты по заготовке в интервалах температур

Температура, °C	Глубина h , мм	Ширина b , мм
1290÷1500	0,048	1,41
1080÷1290	0,061	1,6
866÷1080	0,69	1,83
655÷886	0,131	2,046
443÷655	0,26	2,33
232÷443	0,422	2,78
20÷232	3,12	7,63

трения, а при вхождении заготовки в зону охлаждения температура снова резко локализуется в приконтактной зоне. Таким образом, температура, отрицательно влияющая на изменение структуры обрабатываемого материала, не успевает распространиться в глубь заготовки, что также является одним из преимуществ способа термофрикционной отрезки с импульсным охлаждением.

Выводы

После прохождения зоны нагрева и вхождении заготовки в зону охлаждения на обрабатываемой поверхности образуется тонкая пленка, которая остается холодной. Это подтверждает гипотезу о механизме термофрикционной отрезки с импульсным охлаждением, выдвинутую в работах [5, 6] на основании экспериментальных данных.

За один проход с шагом L температура снижается с 1180 до 1060 °C, что составляет $\approx 10\%$ и подтверждает расчетные данные, полученные в работе [9].

Библиографические ссылки

1. Борисов Б. Я. Высокоскоростное резание металлов пилами. Киев: Изд-во Высшая школа, 1970. 91 с.
2. Талантов Н. В., Зарубицкий Е. У. Термофрикционная обработка сталей // Машиностроитель. 1988. № 5. С. 21, 22.
3. Сизый Ю. А., Савченко Э. В. Деформация диска пилы при высокоскоростной разрезке // Вестник ХПИ. Машиностроение. 1985. № 15. С. 46–49.
4. Пат. 31934 РК на изобретение. Способ термофрикционной отрезки металлических заготовок с охлаждением и конструкция дисковой пилы. / 30.03.2017 г. Бюл. № 6.
5. Шеров К. Т. Исследование теплового и деформационного полей в процессе термофрикционной отрезки // Научный журнал "Истеъдод". Ташкент: Изд-во ТашГУ. 1999. № 3 (13). С. 26–28.
6. The research of the steel cutting blade reliability for thermo-frictional processing / K. T. Sherov, M. R. Sikhimbayev, T. G. Nasad et al. // News of the National Academy of Sciences of the Republic of Kazakhstan. Series of geology and technical sciences. 2020. V. 1. N. 439. P. 122–130. <https://doi.org/10.32014/2020.2518-170X.15>
7. Быданов В. В., Алексеев В. П. Оптимизация условий обработки труднообрабатываемого материала на основе разработанной имитационной модели процесса фрезерования в САЕ-системе DEFORM // Известия Самарского научного центра РАН. 2015. Т. 17. № 6 (3). С. 612–617.
8. Khaymovich A. I., Balyakin A. V., Kondratev A. I. Methodology of rheological material properties phenomenological modeling at high speed cutting by reverse analysis // Research Journal of Applied Sciences. 2014. N. 9 (11). P. 753–760.
9. Шеров К. Т. Управление качеством при термофрикционной отрезке с высокочастотным охлаждением: Дисс. ... канд. техн. наук. Ташкент: ТашГТУ, 1999. 117 с.

Г. Н. КРАВЧЕНКО, канд. техн. наук, К. Г. КРАВЧЕНКО (МАИ — национальный технический университет, Москва), e-mail: gnkrav@mail.ru

Повышение усталостной прочности деталей из высокопрочной стали многократной обработкой дробью

Экспериментально установлена эффективность многократных упрочнений дробью образцов из высокопрочной стали 30ХГСН2А для повышения их усталостной прочности. Повторные упрочнения позволяют не только восстановить исходную долговечность, но даже существенно ее повысить.

Ключевые слова: усталостная прочность, долговечность, восстановление ресурса, многократная обработка дробью, повторное упрочнение, высокопрочная сталь.

The effectiveness of multiple hardening by shot peening of samples made of «30ХГСН2А» high-strength steel to increase their fatigue strength is experimentally established. Repeated hardenings allow not only to restore the original durability and even significantly increase it.

Keywords: fatigue strength, durability, resource recovery, multiple processing by shot peening, repeated hardening, high-strength steel.

Обеспечение усталостного ресурса деталей, работающих в условиях жесткого переменного нагружения, остается проблемой на всех этапах жизненного цикла машин от разработки и производства до эксплуатации, восстановления и ремонта, особенно для изделий, к которым предъявляются повышенные требования по надежности и безопасности эксплуатации. В первую очередь это изделия транспортного машиностроения и авиационные конструкции, для обеспечения высокой весовой эффективности которых широко применяют высокопрочные конструкционные материалы (стали, титановые и алюминиевые сплавы).

Для повышения усталостной прочности высоконагруженных деталей широко и эффективно применяют разные способы поверхностного пластического деформирования (ППД), которые в последние годы стали успешно применять для восстановления ресурса силовых деталей при ремонте конструкций, долговечность которых определяется усталостной прочностью деталей. Эффективность такого восстановления обусловлена существенными улучшениями механических свойств и напряженно-деформированного состояния поверхностного слоя детали, положительными изменениями его

тонкой структуры и возможным улучшением микрорельефа поверхности.

Высокую эффективность при восстановлении усталостной прочности деталей из высокопрочных материалов показало повторное упрочнение методами ППД, когда эти детали, первоначально упрочненные этими же способами, отработали около половины технического ресурса. Повторное упрочнение позволяет не только полностью восстановить усталостную долговечность ранее упрочненных деталей, но и увеличить их ресурс относительно исходного упрочнения. Такая эффективность подтверждена экспериментально в работах [1–4] на гладких образцах, образцах с концентратором напряжения, на моделях проушин и натуральных моделях осей колес шасси самолета, изготовленных из высокопрочной стали 30ХГСН2А и титанового сплава ВТ22. Там же отмечается, что рассеивание характеристик сопротивления усталости после повторного упрочнения не меняется.

Так как многие машины и конструкции в период эксплуатации проходят несколько плановых ремонтов, важно знать целесообразность и эффективность применения способов ППД при восстановительных ремонтах. Однако в настоящее время исследований по восстановлению ресурса этими способами несколько раз за период эксплуатации практически нет.

В данной работе дается экспериментальная оценка эффективности многократного дробеструйного упрочнения, т. е. неоднократной обработке дробью за период эксплуатации и после каждого определенного цикла наработки.

Эксперимент проводили на образцах круглых, гладких и с концентратором напряжений в виде кольцевой выточки с радиусом 1,8 мм скругления дна (теоретический коэффициент концентрации напряжений $\alpha_\sigma = 1,5$). В рабочей части сечения образцов диаметр равен 7,5 мм. Образцы изготавливали из стали 30ХГСН2А, изотермически закачивали до твердости 45 HRC и шлифовали до параметра $Ra = 0,40$ мкм с последующим отпуском. Усталостные испытания и циклическую наработку гладких образцов проводили при чистом изгибе с вращением на машине МУИ 6000 с частотой нагружения ≈ 60 Гц при амплитуде напряжений $\sigma_a = 850$ МПа;

образцов с концентратором напряжений — при консольном симметричном изгибе на магнитно-резонансной установке ЭД 100М с частотой нагружения ≈ 100 Гц при амплитуде напряжений $\sigma_a = 650$ МПа (плоскость изгиба образцов фиксировали специальными маркерами). Гладкие образцы испытывали до разрушения, а образцы с концентратором напряжений — до появления усталостной трещины размером $\approx 0,5$ мм.

Поверхность образцов упрочняли на специальной пневмодробеструйной установке стальной дробью: первое упрочнение дробью $\varnothing 1$ мм при скорости 25 м/с в течение 210 с; все повторные упрочнения дробью $\varnothing 0,5$ мм при скорости 40 м/с в течение 180 с.

Остаточные напряжения в поверхностном слое образцов исследовали на рентгеновском анализаторе Strainflex-MSF при послойном удалении материала электрополированием.

Варианты и последовательность обработки поверхности гладких образцов, а также результаты усталостных испытаний и измерений остаточных напряжений приведены в табл. 1.

Всего испытали 40 образцов. Циклическую наработку между упрочнениями проводили при амплитуде напряжений $\sigma_a = 850$ МПа, продолжительность которой перед первым повторным упрочнением составила 60 % от среднего числа \bar{N}_p циклов до разрушения образцов; перед последующими повторными упрочнениями — 25÷30 % их долговечности. На рис. 1 показано изменение усталостной долговечности гладких образцов после первоначального и повторных упрочнений \bar{N}_p и при циклических наработках $N_{нар}$.

Полученные результаты показали: упрочнение шлифованных образцов дробью повышает их усталостную долговечность в ~ 4 раза; повторное упрочнение после наработки 150 тыс. циклов повышает

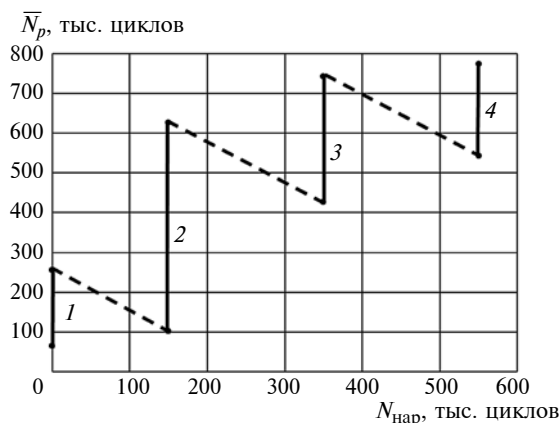


Рис. 1. Изменение усталостной долговечности гладких образцов при многократных упрочнениях и циклических наработках:

1, 2, 3, 4 — соответственно первое, второе, третье, четвертое упрочнения; сплошные линии — повышение долговечности при упрочнении дробью; штриховые линии — снижение долговечности при циклических наработках

долговечность в 2,5 раза без учета продолжительности самой наработки; второе повторное упрочнение после второй наработки 200 тыс. циклов полностью восстанавливает долговечность и даже увеличивает ее на ≈ 20 %; третье повторное упрочнение только восстанавливает долговечность образцов. В результате всех трех повторных упрочнений с учетом продолжительности наработок усталостная долговечность повышается более чем в 5 раз.

Остаточные сжимающие напряжения в поверхностном слое упрочненных образцов после первой циклической наработки уменьшаются на ≈ 40 %, а после повторного упрочнения увеличиваются на ≈ 12 % относительно исходной величины. Эти результаты хорошо согласуются с данными работ [1–3]. При второй наработке релаксация остаточных сжимающих напряжений несколько замедляется, а после второго повторного упрочнения дробью их величина восстанавливается.

Программа исследования образцов с концентратором напряжения включала восемь вариантов обработки поверхности с разной последовательностью упрочнения и циклических наработок (табл. 2): вариант 1 — исходное состояние шлифованной поверхности; варианты 2–4 — упрочнение дробью разных диаметров и их сочетания; варианты 5–8 — повторные упрочнения после циклических наработок (например, вариант 8 — пять упрочнений дробью и четыре промежуточные наработки продолжительностью 80, 70, 70 и 50 тыс. циклов) Продолжительность циклических наработок назначали исходя из 25÷50 % долговечности образцов после последнего упрочнения перед наработкой. В каждом варианте обработки поверхности испытывали по 15–16 образцов. Средние значения циклической долговечности до образования трещины, полученные при усталостных испытаниях, приведены в табл. 2. Полученные экспериментальные данные и

Таблица 1

Вариант обработки	Последовательность обработки образцов	Средняя долговечность, тыс. циклов	Максимальные остаточные сжимающие напряжения, МПа		
			I	II	III
1	Шлифование (без упрочнения)	65,3	-80	—	—
2	ДУ1	252,4	—	—	-700
3	ДУ1 + НАР1 + ДУ2	627,7	—	-407	-785
4	ДУ1 + НАР1 + ДУ2 + НАР2 + ДУ2	743,1	—	-580	-770
5	ДУ1 + НАР1 + ДУ2 + НАР2 + ДУ2 + НАР2 + ДУ2	774,8	—	—	—

Примечание. ДУ1 и ДУ2 — упрочнение дробью соответственно $\varnothing 1$ и $0,5$ мм; НАР1 и НАР2 — наработка соответственно 150 и 200 тыс. циклов. I — после шлифования; II — после последней циклической наработки; III — после последнего упрочнения дробью.

функция распределения долговечности для первых пяти вариантов приведены на рис. 2 в координатах логарифмически нормального закона распределения.

Полученные результаты показали, что при упрочнении дробью $\varnothing 1$ или 0,5 мм (при разных скоростях) повышение долговечности шлифованных образцов было примерно одинаковым — 1,5–1,7 раза. Такой же эффект получили при последовательном упрочнении дробью $\varnothing 1$ и 0,5 мм без промежуточной циклической наработки.

Эффективность восстановления усталостной долговечности повторными упрочнениями дробью образцов с концентратором напряжений иллюстрируют рис. 3 и данные табл. 2, которые показывают, что повторное упрочнение образцов с концентратором напряжений, как и гладких образцов, не только полностью восстанавливает их долговечность после циклических наработок, но и значительно ее увеличивает. Так, первое повторное упрочнение увеличивает долговечность в 2 раза по сравнению с исходным упрочнением шлифованных образцов, а после четвертого повторного упрочнения суммарная долговечность с учетом продолжительности всех наработок увеличилась примерно в

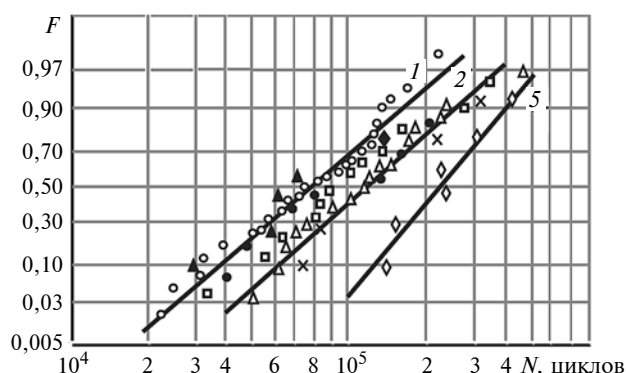


Рис. 2. Функция распределения усталостной долговечности образцов с концентратором напряжений $\alpha_\sigma = 1,5$ из стали 30ХГСН2А:

номера на линиях соответствуют варианту в табл. 2

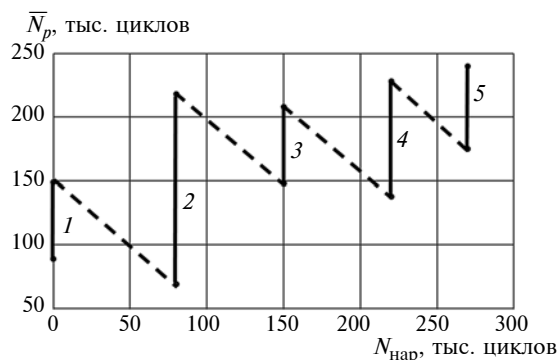


Рис. 3. Изменение усталостной долговечности образцов с концентратором напряжений при многократных упрочнениях и циклических наработках: обозначения см. рис. 1

Вариант обработки	Последовательность обработки образцов	Средняя долговечность, тыс. циклов
1	Шлифование (без упрочнения)	88,8
2	ДУ1	149,0
3	ДУ2	126,0
4	ДУ1 + ДУ2	143,2
5	ДУ1 + НАР1 + ДУ2	218,8
6	ДУ1 + НАР1 + ДУ2 + НАР2 + ДУ2	208,3
7	ДУ1 + НАР1 + ДУ2 + НАР2 + ДУ2 + НАР2 + ДУ2	228,1
8	ДУ1 + НАР1 + ДУ2 + НАР2 + ДУ2 + НАР2 + ДУ2 + НАР3 + ДУ2	240,2

Примечание. ДУ1 и ДУ2 — упрочнение дробью соответственно $\varnothing 1$ и 0,5 мм; НАР1, НАР2 и НАР3 — циклическая наработка 80, 70 и 50 тыс. циклов.

3,5 раза. В отдельности второе, третье и четвертое повторные упрочнения практически только восстанавливают долговечность образцов с концентратором напряжений, т. е. увеличивают ее на число циклов, равное продолжительности наработки перед данным упрочнением.

Из рис. 2 следует, что первоначальное дробеструйное упрочнение не изменяет рассеивание циклической долговечности образцов, а повторное упрочнение даже его несколько уменьшает. Отметим, что после третьего и четвертого повторных упрочнений рассеивание долговечности немного увеличивается, что несколько снижает эффективность этих упрочнений при малых вероятностях разрушений. Это связано, видимо, с возникновением в поверхностном слое случайных усталостных микрповреждений, которые перед повторными упрочнениями можно удалить снятием тонкого поверхностного слоя толщиной $10 \div 30$ мкм механическим или электролитическим полированием, или другим способом.

Выводы

Многokратное упрочнение дробью (2–3 раза) деталей из высокопрочной стали в период эксплуатации позволяет увеличить усталостную долговечность деталей, первоначально упрочненных при производстве, примерно в 3 раза (без увеличения рассеивания долговечности). Такой результат получают при правильно выбранных сочетаниях технологических режимов первого и повторных дробеструйных упрочнений и сроках их проведения.

Для повышения стабильности восстановления усталостной долговечности деталей многократным повторным упрочнением методами ППД целесообразно экспериментально исследовать эффективность комбинированных технологий восстановления, например, сочетания дробеструйных упрочнений и процесса "омоложения" со снятием тонкого поверхностного слоя и другие.

Проектирование систем технического сервиса изделий машиностроения

Рассмотрены методические основы проектирования систем технического сервиса изделий машиностроения на этапе их разработки. Предложен метод синтеза системы моделей для описания, проектирования и оценки качества услуг технического сервиса изделий машиностроения.

Ключевые слова: изделие, машиностроение, технический сервис, проектирование, эффективность, синтез, анализ, модель.

The methodological foundations of designing of technical service systems of mechanical engineering products at the stage of their development are considered. A method for synthesizing a system of models for describing, designing, and evaluating the quality of technical services for engineering products is proposed.

Keywords: product, mechanical engineering, technical service, design, effectiveness, synthesis, analysis, model.

Актуальность статьи определяется тем, что в настоящее время стоит задача повысить качество технического сервиса изделий отечественного машиностроения. Так как по известным оценкам 80–90 % затрат на владение сложными изделиями машиностроения приходится на процесс их эксплуатации, включая сервисное обслуживание, то совершенствование систем технического сервиса изделий отечественного машиностроения может повысить конкурентоспособность этих изделий на глобальном и национальном рынках.

Автор данной работы считает, что развитие методологии проектирования систем технического сервиса изделий машиностроения способно повысить экономическую эффективность этих изделий и, как следствие, увеличить конкурентоспособность продукции отечественного машиностроения. Цель работы —

развитие методических основ проектирования систем технического сервиса изделий машиностроения на этапе их разработки.

Для достижения поставленной цели проведены: исследования литературных источников в области проектирования, планирования и оценки качества систем технического сервиса изделий машиностроения;

формирование методики проектирования систем технического сервиса изделий машиностроения;

синтез системы моделей, пригодных для проектирования и оценки качества услуг технического сервиса изделий машиностроения.

Анализ литературных источников по теме статьи показал, что интерес исследователей вызывают экономические и организационные направления совершенствования комплексов технического сервиса в области сельского хозяйства [1, с. 924]. Исследователи развивают организационно-технологические аспекты методологии проектирования комплексов технического сервиса [2, с. 32–35], методологию системного подхода в техническом сервисе сельскохозяйственных машин [3, с. 5–9]. Изучают технический сервис в рамках процессного подхода [4, с. 13–20]. Отмечают, что при организации технического сервиса должны учитываться пожелания потребителей [5, с. 18–22]. Исследуются и изучаются процессы функционирования систем сервиса [6, с. 2]. Разрабатываются проблемы технологического проектирования систем сервиса [7, с. 158–161] и технологической подготовки организаций технического сервиса [8, с. 3].

Исследуются вопросы повышения эффективности организации управления качеством на предприятиях технического обслуживания в сельском хозяйстве с учетом положений ИСО 9000 [9, с. 2].



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 79)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Эффективность** повторного упрочнения высокопрочных конструкционных материалов 30ХГСН2А и ВТ22 / Б. В. Бойцов, Б. П. Рыковский, Г. Н. Кравченко и др. // Вестник машиностроения. 1981. № 3. С. 12, 13.

2. **Kravchenko G. N., Kravchenko K. G.** Restoring the Fatigue Life of Surface-Hardened Airplane Parts by Repeated

Shot Hardening // ISSN 1068-798X. Russian Engineering Research. 2020. V. 40. N. 3. P. 218–223.

3. **Данилов М. С., Синьковский Н. М.** Увеличение назначенного ресурса деталей из высокопрочных сталей технологическими методами // Авиационная промышленность. 1988. № 8. С. 73, 74.

4. **Кравченко Г. Н., Кравченко К. Г.** Эффективность повторного упрочнения в восстановлении выносливости силовых деталей самолета // Полет. 2019. № 7. С. 54–60.

Предлагается система бизнес-планирования технического сервиса средств транспорта с применением моделей [10, с. 62—68].

Развиваются вопросы методологии календарного планирования сервисных работ на предприятии [11, с. 319—325].

В связи с тем что системы технического сервиса изделий машиностроения относятся к категории сложных систем, открывается возможность использования при проектировании и анализе таких систем их функционально-декомпозиционного представления [12, с. 184—186].

Развиваются методические основы парадигмы научного обеспечения сферы постиндустриальных услуг [13, с. 228—243], которые могут быть использованы при проектировании и анализе систем технического сервиса изделий машиностроения.

В ходе проектирования систем технического сервиса изделий машиностроения нужно учитывать необходимость маркетингового подхода и присущие этой деятельности риски. Ф. Котлер приводит данные о том, что оказываются неудачными 40 % новинок из категории товаров широкого потребления; 20 % новых товаров промышленного назначения, 18 % услуг [14, с. 288]. Это говорит о том, что качество технического сервиса может влиять на конкурентоспособность изделий машиностроения. Применительно к задаче проектирования систем сервиса изделий машиностроения маркетинговый подход (по аналогии с [14, с. 288]) может включать: комплексное изучение изделия машиностроения с целью выявления причин возможных отказов (поломок) в процессе эксплуатации; описание условий эксплуатации и возможностей владельцев по получению сервисных услуг; классификацию видов отказов; планирование видов сервиса на всем протяжении этапа эксплуатации изделия; формирование мероприятий по повышению эффективности управления и организации системы сервиса данного изделия машиностроения.

В целях проектирования систем сервиса изделий машиностроения может быть полезной известная в маркетинге описательная трехуровневая модель товара [14, с. 247, 248]: первый уровень товара (услуги) описывает основную выгоду от товара (или услуги); второй уровень модели изделия (услуги) описывает его характеристики в реальном исполнении (масса, габаритные размеры, производительность, энергопотребление, надежность, ремонтпригодность, безопасность, внешнее оформление, марочное название, упаковка); третий уровень товара (услуги) называется "товар с подкреплением", он описывает возможность связанных с этим товаром (услугой) поставки и кредитования, монтажа, гарантии, послепродажного обслуживания. Предлагается ввести в рассмотрение и четвертый — стратегический и/или экологический — уровень товара или услуги [15, с. 2].

Разрабатываются методы и подходы к моделированию услуг, системное моделирование, в частности на транспорте [16, с. 170—196; 17, с. 2—5].

Под проектированием принято понимать синтез определенных образцов будущего, определенных элементов синтезированных программ развития [18, с. 9; 19, с. 185].

Проектом условимся считать управленческое решение, определяющее структуру и характеристики планируемого мероприятия в системе сервиса создаваемых сооружения, изделия, направленное на осуществление того или иного аспекта программы развития, реструктуризации системы технического сервиса изделий машиностроения или реинжиниринга бизнес-процесса сервисного обеспечения изделий машиностроения.

При этом по аналогии с работами [18, с. 9; 19, с. 185] под проектом может подразумеваться и комплект документации, необходимой для создания, реструктуризации, модернизации системы технического сервиса изделий машиностроения или ее отдельной части.

При проектировании систем технического сервиса изделий машиностроения могут использоваться и методы системотехники, которая позволяет проектировать, создавать, испытывать и эксплуатировать сложные технические системы. В начале XXI века системотехника выступает как прикладное, практическое направление теории систем и развития системного подхода. При этом высказывается точка зрения, что системотехника управления может оказывать свое влияние на эффективность предприятия сферы услуг [20, с. 28—30].

В теории проектирования изделий высокотехнологичного машиностроения принято отражать следующие этапы их жизненного цикла [19, с. 142]: разработка, изготовление, пусконаладочные работы, регулировка (юстировка), эксплуатация, утилизация или модификация. При этом следует учитывать, что согласно международному стандарту ISO 9000 выделяется уже 14 этапов жизненного цикла товаров.

Этап разработки (проектирования) изделий машиностроения, в свою очередь, может быть представлен в виде такой последовательности: аванпроект или научно-исследовательская работа (НИР), эскизный проект, технический проект, этап опытных образцов.

В процессе реализации названных этапов разработки изделий машиностроения увеличивается объем информации об этом изделии, которой владеет разработчик проектного решения.

На этапе аванпроекта или научно-исследовательской работы (НИР) в процессе макропроектирования изделий машиностроения могут определяться:

- характеристики условий функционирования изделия машиностроения;
- концепция изделия машиностроения;
- набор функций, выполняемых в процессе эксплуатации изделия;
- укрупненная модель изделия (облик изделия);
- основные конструкторские решения, технологии производства и др.

На этапе аванпроекта изделий машиностроения возможны только интуитивное, предметное и функционально-декомпозиционное представления объекта проектирования. Это влияет на возможность и точность проектирования систем технического сервиса таких изделий.

Под представлением в системотехнике понимают минимальный объем информации, позволяющий осуществлять проектирование и анализ изделий машиностроения и их систем технического сервиса.

На этапе эскизного проекта изделия высокотехнологического машиностроения уточняются условия работы и реализуемые функции, определяются облик изделия и его системы технического сервиса с точностью до блоков, детально разрабатываются технологии оказания услуг технического сервиса. На этом этапе проектирования возможны формирование и использование следующих представлений объектов проектирования (изделия и системы технического сервиса) или менеджмента: интуитивного, предметного, функционально-декомпозиционного, представления на уровне контуров обслуживания, агрегативно-декомпозиционного представления изделия машиностроения и его системы технического сервиса [21, с. 3—12].

Технический проект как этап разработки изделия машиностроения и системы технического сервиса характеризуется формированием полного комплекта проектно-конструкторской документации, на этом этапе осуществляются лабораторные испытания подсистем и всего изделия (образца). В связи с этим на этапе технического проекта возможны следующие представления изделий машиностроения и их систем сервиса: интуитивное, предметное, функционально-декомпозиционное, контурами обслуживания, агрегативно-декомпозиционное, моделями "параметр — поле допуска" всего изделия и его блоков.

На этапе опытных образцов изделий машиностроения и его системы технического сервиса испытания осуществляются в полевых, натуральных (реальных) условиях. Поэтому на этапе опытных образцов при проектировании и анализе изделий машиностроения и их систем технического сервиса возможно использование всех ранее перечисленных типовых представлений изделия и его системы технического сервиса. На этом этапе могут выявляться конструктивно обусловленные источники отказов, проводится оценка надежности изделия в целом и его блоков.

Система технического сервиса изделий машиностроения может быть представлена состоящей из подсистем планово-предупредительного и восстановительного сервиса изделий.

В целом можно говорить о том, что проектирование системы технического сервиса изделия машиностроения должно проходить такие же этапы, как и проектирование самого изделия машиностроения. При этом сам исследуемый процесс проектирования систем технического сервиса изделий машиностроения проходит те же этапы, что и проектирование са-

мых изделий машиностроения. На процесс и результат проектирования системы технического сервиса изделий машиностроения влияют конструктивные особенности изделия, используемые конструкционные материалы и другие характеристики создаваемого изделия машиностроения.

Конструктивные особенности и материалы, из которых изготовлены детали изделия машиностроения, влияют на концепцию и облик системы технического сервиса:

с одной стороны, влияют на конструктивные источники отказов, определяющие наиболее вероятные места (проблемные места в конструкции) и интенсивность конструктивно обусловленных отказов изделия;

с другой стороны, влияют на возможность и технологии технического сервиса изделий машиностроения, в частности на возможность технического сервиса в полевых условиях или необходимость проведения технического сервиса на специально оборудованных станциях технического обслуживания или ремонтных предприятиях и др.

Применяемые в изделии конструкционные материалы влияют на прочность и износостойкость конструктивных элементов, которые:

с одной стороны, влияют на присущие конструкции источники отказов изделия машиностроения, связанные со свойствами применяемых в изделии конструктивных материалов;

с другой стороны, влияют на износ деталей изделия машиностроения и, как следствие, необходимость их замены в процессе эксплуатации изделия, например в рамках планово-предупредительных ремонтов, и др.

С учетом этого исследователи отмечают, что практика требует от науки создания научного обеспечения эффективной системы управления развитием и функционированием сферы услуг, ее отраслей и предприятий, позволяющей обеспечить успешную их деятельность в сложных и малопредсказуемых условиях кризиса несовершенного рынка. Для решения такой многоплановой (многоаспектной) задачи рекомендуется применение принципов и методов системного управления сложными технико-экономическими объектами [22, с. 3—5].

Можно констатировать, что современная система технического сервиса изделий высокотехнологического машиностроения является сложной иерархической технологической системой с обратной связью. Эта обратная связь, представленная в системе технического сервиса изделий машиностроения, носит технико-экономический характер и может быть описана такими характеристиками системы сервиса, как оценка владельцем изделия и работниками сферы технического сервиса уровня ремонтпригодности самого изделия, оценка концепции послепродажного технического обслуживания (сервиса) изделия, затраты владельца изделия на технический сервис, оценка качества услуг технического сервиса и др.

Такие оценки эксплуатационных характеристик и системы сервиса на этапе эксплуатации могут носить явный и неявный характер. Эти оценки влияют на принятие потенциальными владельцами решений о покупке тех или других изделий машиностроения с учетом их оценки, последующей за покупкой системы технического сервиса изделий. По этой причине система технического сервиса изделий машиностроения влияет на конкурентоспособность продукции машиностроения и финансовое положение ее разработчиков, производителей и потребителей.

Для проектирования, анализа, оптимизации процессов функционирования системы технического сервиса изделий машиностроения может быть использовано функционально-декомпозиционное представление [12, с. 184—186] как самого изделия, так и системы его технического сервиса. При этом следует учитывать, что моделирование активно применяется при оптимизации процессов оказания сервисных услуг и оценке качества в сфере услуг [23, с. 3; 24, с. 3—5].

В целом можно сказать, что процесс макропроектирования системы технического сервиса изделий машиностроения на этапе аванпроекта включает следующие элементы:

1) маркетинговые исследования нужд потребителей и специфики рынка сервисных услуг, связанных с данным изделием машиностроения;

2) определение философии проектирования системы технического сервиса изделия машиностроения как наиболее общего, мудрого взгляда на место системы сервиса в реализации жизненного цикла изделия;

3) формирование идеологии построения системы технического сервиса изделия машиностроения: во-первых, идеологии как основной идеи построения системы сервиса изделия (например, монополизации сервиса производителем изделия, максимального удобства клиентов и др.); во-вторых, идеологии как способа учета интересов и распределения власти между производителем, потребителем, сервисными организациями в процессе проектирования и реального функционирования системы сервиса;

4) разработку политики проектирования системы технического сервиса изделия машиностроения как совокупности технико-экономических и организационных мероприятий, направленных на разработку и осуществление проекта системы сервиса изделий машиностроения;

5) определение облика (структуры и ключевых характеристик) системы технического сервиса изделия машиностроения;

6) решение других задач аванпроекта или научно-исследовательской работы по проектированию системы технического сервиса и др.

На начальном этапе маркетинговых исследований нужд потребителей и специфики рынка сервисных услуг, связанных с данным изделием машиностроения, может быть рекомендовано уточнить само понятие и определение системы технического сервиса.

Условимся называть техническим сервисом изделий машиностроения определенный и утвержденный специальными и техническими регламентами комплекс услуг в отношении данного изделия (или вида изделий), направленных на обеспечение коэффициента готовности, уровня надежности и безопасности, повышение назначенного срока службы изделий машиностроения.

Комплексом услуг технического сервиса изделий машиностроения будем называть определенный перечень логически связанных между собой видов услуг технического сервиса, предоставляемых заказчику (владельцу изделия или эксплуатирующей организации) сервисными организациями в определенной последовательности (или одновременно), согласно составленного заранее проекта, план-графика и обеспечивающее достижение определенной технической цели (обеспечение коэффициента готовности, уровня безопасности и/или другое) или направленное на решение задачи повышения экономической эффективности эксплуатации изделия машиностроения в процессе его целевого использования владельцем.

Системой технического сервиса условимся называть совокупность элементов и связей между ними, которая позволяет решать проблему осуществления комплекса услуг технического сервиса в отношении изделия машиностроения на этапе его эксплуатации.

При проектировании системы технического сервиса рекомендуется учитывать, что комплекс услуг и реализующая его система технического сервиса изделий машиностроения обеспечивают следующее:

заданные уровни непрерывности и бесперебойности процессов эксплуатации изделий машиностроения для осуществления их надежного и безопасного целевого применения в процессе эксплуатации (восстановительный ремонт изделий машиностроения);

безопасность функционирования изделий машиностроения посредством осуществления всех видов ремонта этого изделия на этапе эксплуатации этого изделия;

поддержание работоспособности и надежности функционирования изделий машиностроения в рамках технологически разнообразных операций их использования на практике;

поддержание качества функционирования изделий машиностроения;

повышение финансово-экономической эффективности функционирования изделий машиностроения в национальной экономике в целом и/или в обществе.

Услуги технического сервиса изделий машиностроения в процессе эксплуатации этих изделий направлены на решение следующих задач:

обеспечить безопасность функционирования изделий машиностроения в процессе их эксплуатации;

обеспечить надежность функционирования изделий машиностроения в процессе их эксплуатации, целевого применения;

повысить степень экологичности (зеленая экономика) функционирования изделий машиностроения в национальной экономике;

повысить экономическую эффективность функционирования изделий в обществе и экономике;

усовершенствовать отдельные характеристики изделия машиностроения на этапе модернизации;

провести тюнинг — изменить, улучшить дизайн изделий машиностроения и др.

Согласно ГОСТ 15467—79 под качеством продукции (товаров и услуг) следует подразумевать комплекс характеристик изделий машиностроения и их систем сервиса, определяющих их способность удовлетворить конкретные потребности заказчиков услуг в соответствии с назначением. Это создает возможность определить качество услуги технического сервиса изделий машиностроения как совокупности ее характеристик, определенных в технических регламентах, стандартах, инструкциях по эксплуатации изделия и другой нормативной документации.

Разработка и применение в процессе проектирования систем сервиса моделей услуг технического сервиса изделий машиностроения могут позволить количественно определять показатели предоставленной услуги технического сервиса изделия машиностроения. Применение моделей открывает возможность для проектирования, стандартизации, позиционирования в маркетинге таких услуг. Наличие модели способствует повышению степени объективности оценки качества отдельных услуг и комплекса услуг технического сервиса изделий машиностроения в целом потребителями и исполнителями этих услуг.

При проектировании такого комплекса (последовательности) моделей услуг технического сервиса изделий машиностроения важным является принцип постепенности процесса снятия неопределенности знания об услуге, ее облике, технологиях оказания услуг сервиса и характеристиках, отражающих ее качество. Использование принципа постепенности позволяет обосновать целесообразность последовательного использования ряда моделей для увеличения информации об услуге.

Для осуществления оптимизации системы сервиса, оценки своевременности и качества оказываемых услуг технического сервиса изделий машиностроения предлагается модифицировать систему моделей, представленную в работах [13, с. 228—243; 17, с. 2—5].

В каждом конкретном случае проектирования системы (комплекса) услуг технического сервиса конкретного изделия машиностроения рекомендуется разработать таблицу услуг, оказываемых на этапе (стадии) его эксплуатации (таблица функций и элементов системы технического сервиса) [12, с. 185]. Строки этой таблицы соответствуют заранее определенным событиям в ходе эксплуатации (например, для автомобиля это может быть один год эксплуатации или пробег определенного числа километров). Столбцы этой таблицы отражают виды технического сервиса.

Такая таблица (функционально-декомпозиционное представление системы сервиса) может рассматриваться как макро модель системы сервиса данного изделия машиностроения в процессе его эксплуатации. Такое функционально-декомпозиционное представление системы сервиса — первый элемент комплекса моделей этой системы технического сервиса изделия машиностроения.

Вторым элементом такого комплекса моделей можно назвать план-график проведения всей совокупности предусмотренных ремонтов изделий машиностроения. План-график выполнения отдельных услуг технического сервиса изделий машиностроения позволяет создать и определить во времени логическую последовательность ремонтов (сервисных работ). Этот план-график формируется с учетом таких факторов, как наработка на отказ (пробег, число выполненных в процессе эксплуатации операций и др.) и назначенных межремонтных интервалов, периодов времени проведения отдельных видов сервисных работ.

Для определения функционально-декомпозиционного представления системы технического сервиса изделий машиностроения и разработки план-графика проведения планово-предупредительных ремонтов необходимо осуществить прогнозирование конструктивно обусловленных отказов и отказов, связанных с износом деталей изделий машиностроения в процессе их эксплуатации. При выполнении таких исследований можно проводить факторные эксперименты и использовать методы проведения функциональных испытаний. При этом могут быть полезны результаты исследований, приведенные в работах [19, с. 296—328; 25, с. 213—242].

Третьим элементом синтезируемой архитектуры моделей системы сервиса изделий на основе комплекса моделей системы технического сервиса можно назвать предметное описание каждой услуги. Набор описательных моделей каждой из услуг технического сервиса изделий машиностроения дает возможность определить сущность и содержание всех услуг технического сервиса. Такое описание может быть основой для калькуляции цены каждого вида услуг технического сервиса изделия машиностроения.

Предметное описание услуги технического сервиса изделий машиностроения, например капитального планово-предупредительного ремонта, может быть следующим. Капитальный ремонт изделий машиностроения заключается в: полной разборке, очистке и промывке изделия; осмотре и оценке состояния деталей и узлов; ремонте или замене основных деталей изделия; полной замене всех изношенных узлов и деталей, устранении выявленных дефектов; последующей сборке, выверке и регулировке работы изделия машиностроения.

Четвертым, более расширенным и объемным в информационном плане структурным элементом системы и комплекса моделей можно назвать описание услуги технического сервиса изделия на уровне технологической карты конкретного вида ремонта

изделия. В технологической карте осуществления каждого из видов услуг технического сервиса (ремонтов) описана технология и дан алгоритм проведения каждой из сервисных услуг.

Технологическая карта операции капитального планово-предупредительного (или восстановительного) ремонта изделия машиностроения может предусматривать: формирование плана и технологических карт капитальных ремонтов; разработку проекта об этом и заявки на плановый ремонт; остановку функционирования и/или доставку и приемку изделия машиностроения в ремонтные мастерские (завод) на проведение капитального планово-предупредительного ремонта (или случайного восстановительного ремонта) изделия машиностроения; очистку от загрязнений и/или мойку изделий машиностроения; осмотр, выявление причин поломки (для восстановительного ремонта) и/или оценку степени изношенности деталей и диагностику причин износа деталей этого изделия; разборку, очистку и промывку деталей изделия машиностроения; ремонт и/или замену определенных (изношенных) основных деталей изделия машиностроения; полную замену всех деталей и узлов, износ которых превышает нормативы; устранение выявленных изношенности и других дефектов деталей изделий машиностроения; сборку ремонтируемого изделия машиностроения; регулировку (юстировку) изделий машиностроения; тестирование (испытание) изделия машиностроения на работоспособность и безопасность после выполненного (планового или случайного) ремонта; передачу изделия заказчику (эксплуатирующей организации) с составлением акта приемки выполненных работ технического сервиса; формирование отчета и калькуляции стоимости капитального ремонта; предъявление к оплате платежных документов и отчета за проведенный капитальный планово-предупредительный ремонт объекта эксплуатирующей организации.

Пятым структурным элементом этой совокупности моделей можно назвать описание структуры и свойств услуги по ремонту изделия машиностроения на четырех ее уровнях (четырёхуровневая модель услуги). Учтем, что известная в маркетинге трёхуровневая модель товара (услуги) [14, с. 247, 248] была дополнена четвертым (стратегическим и экологическим) уровнем в работе [15, с. 2].

В четырёхуровневой модели услуги планово-предупредительного капитального ремонта изделия машиностроения первый уровень отражает основную выгоду: продление эксплуатационной фазы жизненного цикла изделия машиностроения. Для восстановительного ремонта основная выгода заключается в восстановлении работоспособности изделия.

Второй уровень модели составляет реальная реализация услуги технического сервиса: глубина ремонта (средняя доля заменяемых элементов и деталей); логистическая и/или финансовая доступность услуги капитального ремонта изделия машиностроения в данном регионе; межремонтный период изделия (или наработка изделия на отказ); надежность

работы изделия в межремонтный период; ремонтно-пригодность изделия машиностроения; средняя стоимость ремонта изделия машиностроения и др.

Третий уровень услуги технического сервиса изделия машиностроения можно называть услугой с подкреплением. На этом уровне может быть указано: наличие или отсутствие возможности капитального планово-предупредительного ремонта изделий машиностроения в кредит; наличие или отсутствие срока гарантии на проведенный капитальный планово-предупредительный (или случайный) ремонт изделий машиностроения; наличие скидок на выполненные ремонтные работы и др.

Четвертый уровень модели услуги технического сервиса (ремонта) — это стратегический и/или экологический, социально-экономический уровень. Этот уровень описывает возможность в итоге капитального планово-предупредительного ремонта изделия обеспечить: продление продолжительности жизненного цикла изделия машиностроения; уменьшение расхода полезных ископаемых и труда на изготовление изделий машиностроения для выполнения производственных программ, осуществления других социальных и экономических процессов с использованием данных изделий; сокращение возможного ущерба окружающей среде в результате ремонта изделия и др.

Четырёхуровневая модель услуги технического сервиса (ремонта) изделия машиностроения описывается как иерархически определенная система характеристик качества услуги технического сервиса. Формирование соответствующих четырёхуровневых моделей каждой из услуг технического сервиса изделий машиностроения может быть полезным при позиционировании, проектировании, анализе, оценке качества услуг технического сервиса.

Четырёхуровневая модель услуги технического сервиса позволяет заказчикам более обоснованно оценивать качество этих услуг и принимать решения по размещению заказов на ремонт и оказание других услуг технического сервиса.

Последовательность (алгоритм) действий при использовании четырёхуровневой модели услуги технического сервиса для обеспечения роста качества услуг:

разрабатывается четырёхуровневая модель услуги технического сервиса изделия машиностроения;

для каждого уровня модели и каждой характеристики (свойства) рассматриваемой услуги предлагается оценочная шкала для определения уровня качества этой услуги по конкретному ее свойству (например, в рамках десятибалльной системы);

экспертным путем осуществляется оценка каждого показателя свойств данной услуги;

определяются конкурентные преимущества и недостатки конкретной характеристики данной услуги технического сервиса изделий машиностроения, которые нужно улучшить для повышения ее качества;

генерируются и рассматриваются варианты улучшения характеристик, свойств (оценок качества) ус-

луги технического сервиса изделий машиностроения до уровня не ниже характеристик аналогичных услуг у конкурентов и/или проектных показателей свойств услуги;

с использованием формальных (например, критерия "эффективность/ затраты") и/или неформальных показателей критериев выбирают наилучший (оптимальный) вариант повышения качества сервисной услуги;

осуществляется оптимальный вариант улучшения показателей свойств услуги технического сервиса изделия.

Заключение

Предложена методика проектирования системы услуг технического сервиса изделий машиностроения на этапе аванпроекта (НИР) этого изделия машиностроения с использованием комплекса моделей услуг технического сервиса изделий, которая будет полезна при проектировании, позиционировании, оценке конкурентоспособности и экономической эффективности услуг технического сервиса изделия машиностроения. Этот комплекс моделей включает таблицу (перечень) услуг технического сервиса изделий машиностроения на весь период эксплуатации изделия, план-график проведения отдельных услуг технического сервиса, набор описательных моделей ремонтов (услуг технического сервиса) изделий, соответствующую совокупность технологических карт проведения каждого из ремонтов (оказания услуг технического сервиса) и синтез четырехуровневых моделей каждой из услуг технического сервиса изделий машиностроения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Санжаровская М. И. Организационно-экономические аспекты совершенствования системы ремонтно-технического сервиса в сельском хозяйстве // Инженерно-техническое обеспечение АПК. Реферативный журнал. 2006. № 3. С. 924.

2. Кушнарев Л. И. Организационно-технологическое проектирование систем технического сервиса // Сельский механизатор. 2016. № 3. С. 32–35.

3. Корнеев В. М., Кравченко И. Н., Овчинникова М. С. Развитие системы технического сервиса машин в агропромышленном комплексе // Ремонт. Восстановление. Модернизация. 2017. № 6. С. 5–9.

4. Леонов О. А., Вергазова Ю. Г., Митрофанов И. С. Технический сервис с позиции процессного подхода // Международный технико-экономический журнал. 2018. № 1. С. 13–20.

5. Кушнарев Л. И. К организации технического сервиса сельхозтехники в соответствии с требованиями потребителей // АгроСнабФорум. 2017. № 7 (155). С. 18–22.

6. Основы функционирования систем сервиса: учебное пособие / С. В. Кириллов, Г. В. Лепеш, А. Г. Лепеш и др. СПб.: СПбГЭУ, 2017. 196 с.

7. Теоретические основы технологического проектирования предприятий технического сервиса лесной отрасли / А. В. Питухин, Н. И. Серебрянский, А. Э. Эгип-

ти, И. Г. Скобцов // Фундаментальные исследования. 2012. № 6-1. С. 158–161.

8. Технологическая подготовка предприятий технического сервиса: учебное пособие / В. М. Корнеев, И. Н. Кравченко, Д. И. Петровский и др. М.: Изд-во ИНФРА-М, 2019. 244 с.

9. Разработка системы менеджмента качества для предприятий технического сервиса: монография / О. А. Леонов, Г. И. Бондарева, Н. Ж. Шкаруба, Ю. Г. Вергазова. М.: ГАУ-МСХА им. К. А. Тимирязева, 2016. 161 с.

10. Глущенко В. В. Бизнес-планирование на основе комплексного моделирования системы технического сервиса на транспорте // Экономика железных дорог. 2018. № 9. С. 62–68.

11. Зимин В. В., Митьков В. В., Зимин А. В. Календарное планирование ит-сервисов egr-проекта предприятия // Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. 2018. Т. 61, № 4. С. 319–325.

12. Glushchenko V. V. Functional decomposition representation of complex technical systems // News of the USSR Academy of Sciences. Technical. Cybernetics. 1990. N. 2. P. 184–186.

13. Глущенко В. В., Глущенко И. И. Парадигма формирования научного обеспечения сферы постиндустриальных услуг // Бюллетень науки и практики. Электрон. журн. 2017. № 10 (23). С. 228–243. DOI: 10.5281/zenodo.1012389.

14. Котлер Ф. Основы маркетинга: Пер. с англ. М.: Бизнес-книга, ИМА-Кросс. Плюс, 1995. 702 с.

15. Глущенко В. В., Глущенко И. И. Четыре уровня товара: менеджмент и маркетинг. М.: Деп. в ВИНТИ. № 591-В-97 от 24.02.1997.

16. Глущенко В. В. Системное моделирование комплекса услуг в транспортном сервисе в рамках общей теории транспорта (транспортологии) // Бюллетень науки и практики. 2018. Т. 4. № 9. С. 170–196.

17. Glushchenko V. V. Modeling methods of technical services for transport operation // Journal of Physics. Conference Series. V. 1118. 2016. N. 1. P. 2–5. DOI: 10.1088/1742-6596/1118/1/012016.

18. Рабочая книга по прогнозированию / Отв. ред. И. В. Бестужев-Лада. М.: Мысль, 1982. 430 с.

19. Глущенко В. В., Глущенко И. И. Разработка управленческого решения. Прогнозирование—планирование. Теория проектирования экспериментов. 2-е изд., испр. Железнодорожный: ООО НПЦ "Крылья", 2000. 400 с.

20. Гиндиев А. М., Звягинцев М. Н. Влияние системотехники управления на эффективность предприятия сферы услуг // Транспортное дело России. 2006. № 12-1. С. 28–30.

21. Об одном подходе к анализу структур многосвязных систем / Б. Н. Петров, С. Ф. Бабак, Б. Г. Ильясов, И. Ю. Юсупов // Исследование по теории многосвязных систем. М.: Наука, 1982. С. 3–12.

22. Гиндиев А. М. Управление сферой услуг. СПб.: Политехника, 2004. 291 с.

23. Мальшина Н. А. Моделирование и оптимизация процессов и систем сервиса. Саратов: Вузовское образование, 2013. 127 с.

24. Зубов Н. Н. Моделирование и оптимизация процессов и систем сервиса. СПб.: Изд-во Санкт-Петербургского гос. экон. ун-та, 2015. 146 с.

25. Глущенко В. В., Глущенко И. И. Исследование систем управления: социологические, экономические, прогнозные, плановые, экспериментальные исследования: учеб. пособие для вузов. Железнодорожный: ООО НПЦ "Крылья", 2004. 416 с.