



# ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

8  
2017

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-(499)-269-52-98  
Факс: 8-(499)-269-48-97

---

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 19 апреля 2002 г. за ПИ № 77-12421 в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций

Учредитель: А.И. Савкин

---

Индекс: 27841 ("Пресса России")

Цена свободная

---

Отпечатано в ООО "Канцлер",  
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.  
Оригинал-макет: ООО «Адванسد солюшнз». 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.  
Сайт: [www.aov.ru](http://www.aov.ru)

**Главный редактор А.И. САВКИН**

**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, Скугаревская Н.В. (ответственный секретарь)

# СОДЕРЖАНИЕ

# CONTENTS

## КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Коднянко В. А., Курзаков А. С. — Статические характеристики осевой гидро-статической опоры с мембранным компенсатором перемещения . . . . .	3
Кирилин Ю. В., Панин Д. Г. — Анализ влияния качества сетки оболочковых конечных элементов на точность расчетов динамических характеристик несущих систем станков . . . . .	7
Кондаков С. В. — КПД инерционно-импульсного трансформатора крутящего момента в трансмиссии самоходного транспортного средства . . . . .	11
Доронин С. В., Филиппова Ю. Ф. — Обоснование расчетных нагрузений карьерных экскаваторов с неклассическими конструктивными схемами рабочего оборудования . . . . .	17
Кузнецов А. П. — Эволюция методов оценки точности металлорежущих станков и тенденции ее изменения. Часть 2. Эволюция понятий и моделей оценок точности металлорежущих станков и тенденции ее изменения . . . . .	22
Печенин В. А., Жидяев А. Н., Болотов М. А. — Методика повышения точности механической обработки сложнопрофильных деталей . . . . .	35
Соломенцев Ю. М., Фролов Е. Б., Феофанов А. Н. — Оперативное планирование и управление машиностроительным производством на основе исполнительных производственных систем . . . . .	41
Шарков О. В., Корягин С. И., Калинин А. В. — Экспериментальное исследование крутильной жесткости механизмов свободного хода приводов машин . . . . .	43
Бровман М. Я. — Напряженное состояние сварных труб и совершенствование их конструкций . . . . .	46
Хабрат Н. И., Умеров Э. Д. — Повышение долговечности цепной передачи с увеличенным передаточным отношением . . . . .	51
Лавров И. В., Бардушкин В. В., Сычев А. П., Яковлев В. Б. — Прогнозирование эффективной теплопроводности многокомпонентных текстурированных трибокомпозитов . . . . .	54
Землянушнова Н. Ю., Порохня А. А., Землянушнов Н. А., Фадеев В. В. — Изготовление и испытание пружин клапанов ДВС из проволоки уменьшенного сечения . . . . .	58

## ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Жарков В. А. — Испытания материалов. Многооперационная неосесимметричная вытяжка листовых заготовок . . . . .	63
<b>Проблемы теории и практики резания материалов</b>	
Кабалдин Ю. Г., Кузьмина А. А., Зотов В. О., Власов Е. Е. — Моделирование контактных процессов и деформации срезаемого слоя при резании . . . . .	75
Касьянов С. В., Кондрашов А. Г., Сафаров Д. Т. — Экспресс-оценка качества износостойких покрытий для режущих инструментов в заводских условиях . . . . .	81

## ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Васильев А. С., Шегельман И. Р., Щукин П. О. — Интеллектуальная матрица развития щековой дробилки . . . . .	85
---	----

## DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Kodnyanko V. A., Kurzakov A. S. — Static characteristics of axial hydrostatic bearing with membrane displacement compensator	3
Kirilin Yu. V., Panin D. G. — Analysis of quality influence of shell-type finite element mesh on calculation accuracy of dynamic characteristics of machine-tool load-carrying systems	7
Kondakov S. V. — Coefficient of efficiency of inertia-pulse transformer of torque moment in transmission of self-propelled vehicle	11
Dorонин S. V., Filippova Yu. F. — Substantiation of design loads of mining excavators with non-classical structural schemes of operating equipment	17
Kuznetsov A. P. — Evolution of accuracy assessment methods of metal-cutting machines and tendencies of its changing. Part 2. Evolution of notions and models of accuracy assessment of metal-cutting machines and tendencies of its changing	22
Pechenin V. A., Zhidyaev A. N., Bolotov M. A. — Methodic of accuracy increase of mechanical processing of complex-shaped parts	35
Solomentsev Yu. M., Frolov E. B., Feofanov A. N. — Operational planning and management of machinery production basing on executors production systems	41
Sharkov O. V., Koryagin S. I., Kalinin A. V. — Experimental research of torsional stiffness of free wheel mechanisms of machine drives	43
Brovman M. Ya. — Stressed state of welded tubes and improvement of their structure	46
Khabrat N. I., Umerov E. D. — Increase of durability of chain gear with increased gear ratio	51
Lavrov I. V., Bardushkin V. V., Sychev A. P., Yakovlev V. B. — Forecasting of effective heat conductivity of multicomponent texturized composites	54
Zemlyanushnova N. Yu., Porokhnya A. A., Zemlyanushnov N. A., Fadeev V. V. — Manufacturing and test of springs for internal combustion engine valves from wire of reduced cross-section	58

## MANUFACTURING ENGINEERING

Zharkov V. A. — Tests of materials. Multi-operational non-axisymmetric drawing of sheet billets	63
---	----

## Problems of theory and practice of materials cutting

Kabaldin Yu. G., Kuz'mishina A. A., Zотов V. O., Vlasov E. E. — Modeling of contact processes and deformation of the cut-off layer at cutting	75
Kas'yanov S. V., Kondrashov A. G., Safarov D. T. — Express-assessment of quality of wear resistant coatings for cutting tools at plant conditions	81

## TECHNICAL INFORMATION

Vasil'yev A. S., Shegel'man I. R., Shchukin P. O. — Intellectual matrix of development of jaw crusher	85
---	----

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

Сдано в набор 25.06.2017. Подписано в печать 19.07.2017.  
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 [621.9: 621.89].001.573

В. А. КОДНЯНКО, д-р техн. наук, А. С. КУРЗАКОВ, канд. техн. наук (Сибирский федеральный университет, г. Красноярск), e-mail: kurzakov@list.ru

## Статические характеристики осевой гидростатической опоры с мембранным компенсатором перемещения

Рассмотрена конструкция, приведены математическая модель и методика расчета статических характеристик осевой гидростатической опоры с компенсатором перемещения мембранного типа, а также формулы расчета податливости и нагрузочных характеристик опоры, деформации и податливости мембраны, при которой обеспечивается нулевая податливость опоры.

**Ключевые слова:** гидростатическая опора, отрицательная и нулевая податливости опоры, нагрузочные характеристики, компенсатор перемещения, прогиб и податливость мембраны.

The structure is considered, the mathematical model and the analysis methodic of static characteristics of an axial hydrostatic bearing with a motion compensator of a membrane type, and also the formulas for analysis of flexibility and load characteristics of a bearing, deformations and flexibility of a membrane, at which zero bearing flexibility is provided, are presented.

**Keywords:** hydrostatic bearing, negative and zero bearing flexibilities, load characteristics, motion compensator, deflection and flexibility of a membrane.

В машиностроении, в частности тяжелом станкостроении, могут найти применение гидростатические опоры с активными компенсаторами перемещения, обеспечивающими сколь угодно низкую положительную, а также нулевую и отрицательную податливости [1, 2]. В сравнении с опорами с активной компенсацией расхода смазочного материала такие конструкции отличаются существенно меньшей энергоемкостью и способностью компенсировать значительные перемещения, при которых прочие гидростатические опоры оказались бы за-ведомо неработоспособными [1]. Кроме того, опоры с компенсацией перемещения имеют более стабильные нагрузочные характеристики и существенно лучшую динамику при работе на режимах низкой податливости [3].

Роль активных компенсаторов перемещения могут играть эластичные кольца или мембранны,

использование которых предпочтительно ввиду более продолжительного сохранения стабильности их характеристик упругости [4, 5].

Представленная на рис. 1 опора содержит неподвижный 1 и подвижный 2 диски с кольцевой мембраной 3 между дисками, которая совместно с диском 2 выполняет функции компенсатора перемещения. Элементы 1—3 образуют основание опоры. Взвешенным элементом является диск 4, который воспринимает внешнюю нагрузку  $F$  и отделен от основания опоры зазором  $h$  для смазочного материала. Питание опоры обеспечивает входной дроссель 5, на который подается смазочный материал под давлением  $p_s$ . На выходе из дросселя смазочный материал попадает в проточную полость 6 под давлением  $p_k$  и затем, преодолев несущий слой, вытекает из опоры.

Снижение податливости происходит под действием гидростатических сил вследствие смещения диска 2 в сторону, противоположную направлению силы  $F$ . Варьируя коэффициентом податливости мембраны 3, в частности ее толщиной, можно добиться необходимой величины  $h_m$  ее деформации,

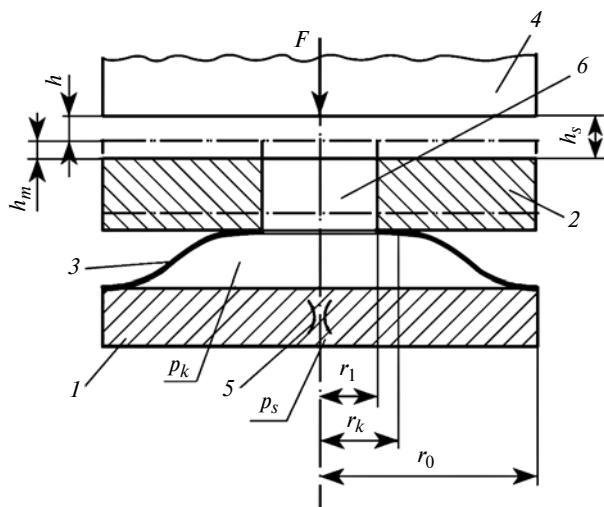


Рис. 1. Расчетная схема опоры

при которой суммарное смещение  $h_s = h_m + h$  взвешенного диска 4 относительно диска 1 будет иметь меньшую в сравнении с обычной опорой податливость  $k = -\partial h_s / \partial F$ , в том числе нулевую и отрицательную.

### Математическое моделирование и методика расчетов

Функции распределения давления  $p(r)$  в смазочном слое и прогиба  $u(r)$  мембранны под действием гидростатических сил удовлетворяют краевым задачам:

$$\begin{cases} \frac{d}{dr} \left( h^3 r \frac{dp}{dr} \right) = 0; \\ p(r_1) = p_k; \quad p(r_0) = 0; \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left\{ r \frac{d}{dr} \left[ \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{du}{dr} \right) \right] \right\} = \frac{12(1-v^2)g}{E\delta^3}; \\ u(r_0) = 0; \quad \frac{du}{dr}(r_1) = 0; \quad \frac{du}{dr}(r_0) = 0; \quad \frac{d^2u}{dr^2}(r_1) = 0, \end{cases} \quad (2)$$

где  $r_0, r_1$  — наружный и внутренний радиусы мембранны и подвижного диска;  $g(r)$  — нагрузка на мембранны;  $\delta$  — толщина мембранны;  $v$  — коэффициент Пуассона;  $E$  — модуль упругости материала мембранны [6].

Несущая способность  $w$  опоры складывается из интегральных гидростатических сил:

$$w_1 = 2\pi \int_0^{r_1} rpdr; \quad (3)$$

$$w_2 = 2\pi \int_{r_1}^r rpdr, \quad (4)$$

где  $w_1$  — сила, действующая на взвешенный диск 4 со стороны центрального круга радиусом  $r_1$ ;  $w_2$  — сила, действующая одновременно на кольцевую внешнюю часть диска 4 и на подвижный диск 2 и мембранны 3.

Исследование статических характеристик опоры выполнено в безразмерном виде. Основные величины определяли относительно: наружного радиуса  $r_0$  для линейных размеров; давления смазочного материала  $p_s$  — для давлений; значений  $\pi r_0^2 p_s$  — для сил;  $h_0^3 p_s / (12\mu)$  — для объемных расходов рабочей жидкости;  $h_0$  — для смазочного зазора и малых перемещений, где  $h_0$  — зазор  $h$  в расчетной точке,  $\mu$  — вязкость смазочного материала.

Далее безразмерные величины обозначены прописными буквами.

Решение задачи (1) для безразмерной функции давления имеет вид:

$$P(R) = \begin{cases} P_k, & R \in [0, R_1]; \\ P_k \frac{\ln R}{\ln R_1}, & R \in [R_1, 1], \end{cases} \quad (5)$$

где  $R_1$  — безразмерный внутренний радиус диска 2 и мембранны;  $P_k$  — безразмерное давление на выходе дросселя и входе в смазочный зазор.

С учетом выражений (3)–(5) получены формулы для безразмерных гидростатических сил и несущей способности опоры:

$$\begin{cases} W_1 = A_{W1} P_k; \\ W_2 = A_{W2} P_k; \\ W = W_1 + W_2 = A_W P_k, \end{cases} \quad (6)$$

где

$$\begin{aligned} A_{W1} &= \frac{R_1^2 - 1}{2 \ln R_1} - R_1^2; \quad A_{W2} = R_1^2; \\ A_W &= A_{W1} + A_{W2}. \end{aligned} \quad (7)$$

Безразмерные расходы через опору и дроссель определяются формулами:

$$\begin{cases} Q_h = -\frac{H^3 P_k}{\ln R_1}; \\ Q_d = A_d (1 - P_k), \end{cases} \quad (8)$$

где  $A_d$  — параметр дросселя.

При решении краевой задачи (2) удобно основное дифференциальное уравнение и граничные условия представить в виде:

$$\begin{cases} R^2 \frac{d^2 \Phi}{dr^2} + R \frac{d\Phi}{dr} - \Phi = -BK_m R^2 I(R); \\ \frac{dU}{dr} = -\Phi; \\ U(1) = 0; \quad \Phi(R_1) = 0; \quad \Phi(1) = 0. \end{cases} \quad (9)$$

Здесь:

$U(R), \Phi(R)$  — безразмерные функции прогиба и угла наклона мембранны;  $B = \frac{r_0}{h_0}$ ,  $I(R) = \int_{R_1}^R RG(R)dR$ ,

$K_m = 12(1-v^2) \frac{p_s}{E} \left( \frac{r_0}{\delta} \right)^3$  — соответственно коэффициент подобия, безразмерная распределенная нагрузка на мембранны и коэффициент ее цилиндрической податливости.

Функция нагрузки  $I(R)$  определяется давлением  $P_k$ , действующим на мембранны со стороны полости 6 (см. рис. 1), и компонентом  $W_2$  несущей

способности, который создает равномерную нагрузку на мембрану на кольце  $R \in [R_1, R_x]$  ее соприкосновения с подвижным диском 2:

$$I(R) = \begin{cases} \frac{1}{2} \left( P_k - \frac{W_2}{R_x^2 - R_1^2} \right) (R^2 - R_1^2), & R \in [R_1, R_x]; \\ \frac{1}{2} [P_k (R^2 - R_1^2) - W_2], & R \in [R_x, 1]. \end{cases} \quad (10)$$

Решение краевой задачи (9) для функций  $\Phi$  и  $U$  получено численным сеточным методом прогонки [7]. Для этого отрезок  $R \in [R_1, 1]$  разбивали на  $n$  равных частей, приводили задачу к алгебраическому виду и решали систему линейных уравнений

$$\begin{cases} R_i(2R_i + \tau)\Phi_{i+1} - 2(2R_i^2 + \tau^2)\Phi_i + R_i(2R_i - \tau)\Phi_{i-1} = \\ = -2BK_m\tau^2 R_i^2 I(R_i); \\ \Phi_0 = 0, \Phi_n = 0, i = 1, 2, \dots, n-1; \\ U_i = U_{i+1} + \Phi_i; \\ U_n = 0; i = n-1, n-2, \dots, 0, \end{cases}$$

где  $R_i = 1 + i\tau$ ;  $\Phi_i = \Phi(R_i)$ ;  $U_i = U(R_i)$ ;  $\tau = (1 - R_1)/n$  — шаг сетки.

Прогиб мембранны  $U_0 = U(0)$  определяет осевое смещение  $H_m$  подвижного диска 2.

Расчетное состояние опоры находили из условия  $h = h_0$ , т. е. при  $H = 1$  и заданном значении коэффициента  $\chi \in (0, 1)$  настройки сопротивления дросселя, который в расчетном режиме равен давлению  $P_k$ . Сравнив в этом режиме расходы (8) и (9), нашли параметр дросселя

$$A_d = \frac{\chi}{(\chi - 1) \ln R_1}.$$

При вычислениях в качестве входных использовали параметры:  $\chi$ ,  $R_1$ ,  $K_m$ ,  $P_k$ ,  $B$ . С учетом того, что толщина несущего слоя опоры на три порядка меньше ее характерных размеров, полагали  $B = 1000$ .

Расчеты показали, что функция прогиба  $U(R)$  находится в пропорциональной зависимости от параметров  $P_k$ ,  $K_m$  и, следовательно, может быть представлена в виде

$$U(R) = P_k K_m V(R). \quad (11)$$

Установлено, что если модель прогиба учитывает лишь кромочный контакт мембранны с подвижным диском ( $R_x \approx R_1$ ), то вычисленная при решении задачи (9) функция  $V(R)$  оказывается выпуклой (рис. 2, кривая 1), что не соответствует условиям работы опоры, поскольку по конструктивным соображениям эта кривая должна быть монотонной. При расчетах исключение участка выпуклости достигается посредством увеличения радиуса  $R_x$  и, следовательно, площади поверхности

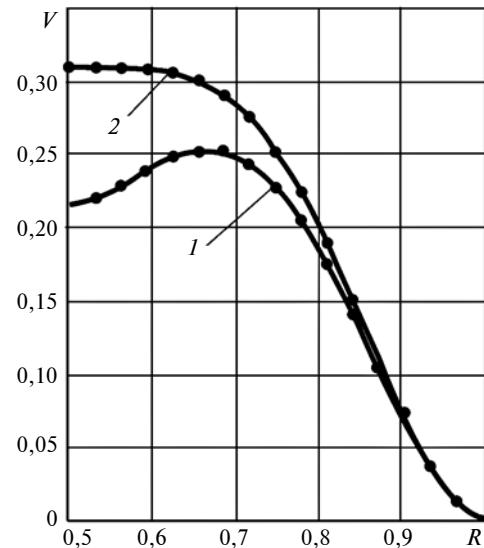


Рис. 2. Зависимости прогиба  $V$  мембранны от радиуса  $R$  при кромочном (1) и кольцевом (2) контактах мембранны с диском,  $R_1 = 0,5$

соприкосновения мембранны с диском, на которую действует гидростатическая сила  $W_2$ . Это влечет за собой уменьшение удельной нагрузки (давления) на мембранны со стороны подвижного кольца 2 (см. рис. 1), что должно способствовать увеличению прогиба мембранны.

Наименьший наружный радиус  $R_x$  контакта мембранны с диском 2 находился среди монотонных функций  $I(R)$ , отвечающих условию  $dV/dR \leq 0$ . На рис. 2 этому соответствует кривая 2, для которой  $R_x = 0,638$ .

На рис. 3 показано существенное влияние на зависимость  $V(R)$  внутреннего радиуса  $R_1$  опоры. В диапазоне  $R_1 \in [0,35; 0,65]$  величину  $H_m = V(R_1)$  с погрешностью не более 0,01 можно вычислить по приближенной формуле

$$H_m = 16,19R_1 - 26,85\sqrt{R_1} + 11,2.$$

Податливость опоры определяется формулой  $K = -dH_s/dW$ , где  $H_s = H + H_m$ . Поскольку

$$H_s = 3\sqrt{\frac{\chi(1 - P_k)}{(1 - \chi)P_k}} + K_m P_k H_m, \quad (12)$$

то после дифференцирования выражения (12) по  $P_k$  с учетом формул (6) получим формулу для вычисления податливости опоры в виде:

$$K = -\frac{dH_s}{dP_k} \frac{dP_k}{dW} = \frac{1}{A_w} \left[ \frac{1}{3P_k^2} \sqrt{\frac{\chi P_k^2}{(1 - \chi)(1 - P_k)^2}} - K_m H_m \right], \quad (13)$$

где согласно формулам (6)  $P_k = W/A_w$ .

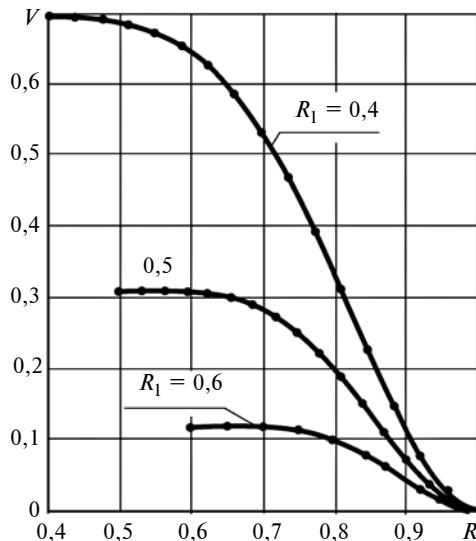


Рис. 3. Зависимости прогиба  $V$  мембранны от радиуса  $R$  при различных значениях радиуса  $R_1$

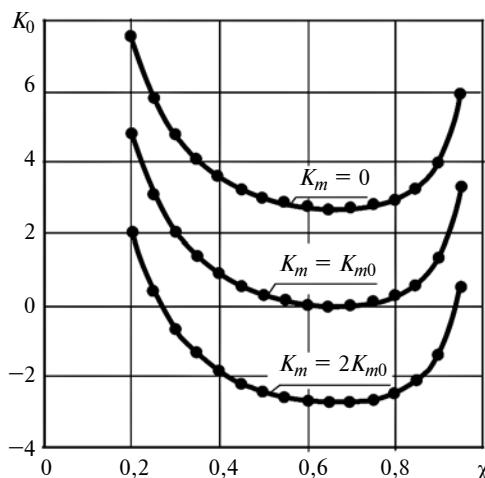


Рис. 4. Зависимости податливости  $K_0$  от параметра  $\chi$  при различных значениях податливости  $K_m$  мембранны

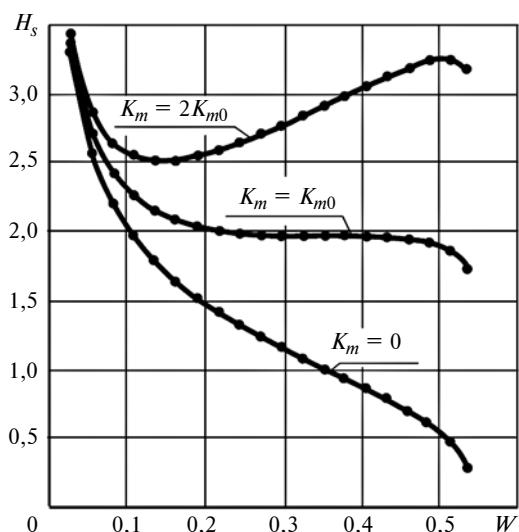


Рис. 5. Нагрузочные характеристики опоры при  $\chi = 0,65$ ,  $R_1 = 0,5$

Подставив в выражение (13)  $\chi = P_k$ , найдем формулу для определения податливости опоры в расчетном режиме нагружения:

$$K_0 = \frac{1}{A_w} \left[ \frac{1}{3\chi(1-\chi)} - K_m H_m \right]. \quad (14)$$

Формула (14) позволяет найти значение цилиндрической податливости мембранны, при которой опора в расчетном режиме будет иметь нулевую податливость ( $K_0 = 0$ ):

$$K_{m0} = \frac{1}{3\chi(1-\chi)H_m}.$$

Так, при  $\chi = 0,65$  и  $R_1 = 0,5$  опора имеет нулевую податливость при  $K_{m0} = 4,75$ .

На рис. 4 приведены зависимости податливости  $K_0$  опоры в расчетном режиме нагружения от параметра  $\chi$  настройки дросселя.

С увеличением податливости  $K_m$  мембранны податливость  $K_0$  уменьшается и при  $K_m = K_{m0}$  и определенном значении  $\chi$  опора достигает нулевой ( $K_0 = 0$ ), а при дальнейшем увеличении  $K_m$  и отрицательной ( $K_0 < 0$ ) податливости. Зависимости  $K_0(\chi)$  носят экстремальный характер. При этом наименьшее значение  $K_0$  достигается при  $\chi \approx 0,65$ .

На рис. 5 показаны нагрузочные характеристики  $H_s(W)$  опоры для режимов положительной, нулевой и отрицательной податливости. Расчеты характеристик проведены в параметрической форме по формулам (12), (6), (7), где в качестве параметра использовано давление  $P_k \in (0, 1)$ .

Видно, что на режимах активной компенсации перемещения характеристики сохраняют достаточно широкий диапазон стабильный податливости в области умеренных и больших нагрузок вплоть до максимальной.

Полученные результаты позволяют сделать вывод о том, что незамкнутые осевые гидростатические опоры с мембранными компенсаторами перемещения обладают рядом важных свойств, которые существенно расширяют область эффективного применения активных гидростатических опор в металлорежущих станках с целью повышения качества обработки. В частности, они позволяют обеспечить компенсацию больших деформаций упругой системы станков посредством использования режима отрицательной податливости, что затруднительно или невозможно при использовании обычных гидростатических опор или опор с компенсацией расхода рабочей жидкости.

Выявленная пропорциональная зависимость прогиба мембранны от произведения ее цилиндрической податливости и воздействующего на нее давления позволила сформулировать простую инженерную модель учета упругих свойств мембранны

# Анализ влияния качества сетки оболочковых конечных элементов на точность расчетов динамических характеристик несущих систем станков

Приведены результаты расчетов в программе ANSYS динамических характеристик стойки вертикально-фрезерного станка при использовании четырех разных моделей этой стойки и оболочковых конечных элементов. Лучшие результаты расчета получены для модели с применением разбивки объекта регулярной сеткой на конечные элементы треугольной формы и размером 0,08 м.

**Ключевые слова:** металлорежущий станок, вибровескостабильность, динамические характеристики, несущая система, базовые детали, динамическая податливость, резонансная частота.

The results of analysis in ANSYS software of dynamic characteristics of a column base of a vertical milling machine using four different models of this column base and shell-type finite elements are presented. The best analysis results are obtained for the model which used object discretization by regular mesh with triangular finite elements of 0.08 m dimension.

**Keywords:** metal-cutting machine, vibration resistance, dynamic characteristics, load-bearing system, basic parts, dynamic flexibility, resonance frequency.

Для расчетов динамических характеристик несущей системы металлорежущего станка можно использовать пакет прикладных программ ANSYS. Причем базовые детали станка можно промоделировать с использованием оболочковых конечных элементов (КЭ). Достоинством такого представления базовой детали является то, что сетка КЭ накладывается только на поверхности, а толщина стенок конструкции задается как параметр модели. Таким образом, задача из пространственной пре-

вращается в квазиплоскую, что позволяет существенно уменьшить число КЭ в модели и время, необходимое для решения задачи. Перечень базовых деталей достаточно широк: станины, стойки, попречины, ползуны и т. д. Наиболее удобны для экспериментальных исследований базовые детали типа стоек станков. Поэтому проанализируем различные способы моделирования базовой детали на

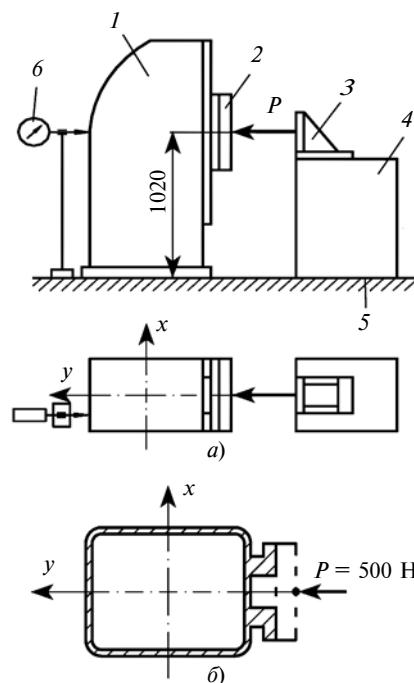


Рис. 1. Схемы экспериментальной установки (а) и приложения динамической нагрузки (б):

1 — стойка; 2 — плита; 3 — нагружающее устройство; 4 — тумба; 5 — жесткое основание; 6 — индикатор



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

и на этой основе разработать аналитическую методику расчета параметров и статических эксплуатационных характеристик опоры.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Коднянко В. А. Характеристики газостатического под пятника с активным регулятором перемещения // СТИН. 2005. № 9. С. 32—34.
2. Пикалов Я. Ю., Шатохин С. Н., Демин В. Г. Адаптивные гидростатические шпиндельные опоры с плавающим регулятором // СТИН. 2006. № 5. С. 18—22.
3. Шатохин С. Н., Коднянко В. А. Нагрузочные и расходные характеристики осевой газостатической опоры с активной компенсацией расхода газа // Машиностроение. 1980. № 6. С. 32—36.
4. Коднянко В. А., Пикалов Ю. А., Шатохин С. Н. Исследование характеристик газостатической опоры с активной компенсацией расхода // Вестник машиностроения. 1979. № 4. С. 9—12.
5. Коднянко В. А., Шатохин С. Н. Нагрузочные и расходные характеристики осевой газостатической опоры с активной компенсацией расхода газа // Машиностроение. 1980. № 6. С. 33—35.
6. Вайнберг Д. В., Вайнберг Е. Д. Расчет пластин. // Киев: Будівельник, 1970. 436 с.
7. Демидович Б. П., Марон И. А., Шувалова Э. З. Численные методы анализа. М.: Наука, 2010. 400 с.

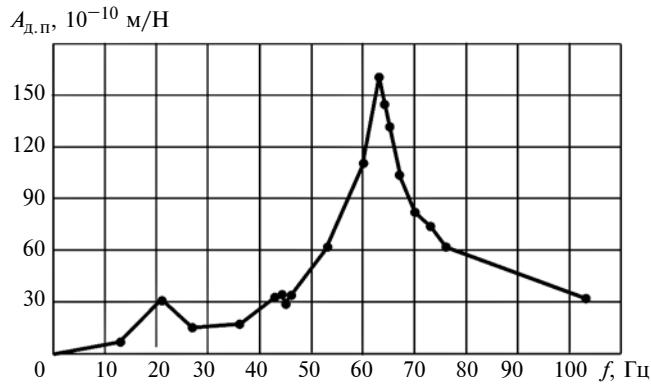


Рис. 2. Экспериментальная АЧХ стойки вертикально-фрезерного станка

примере стойки тяжелого вертикально-фрезерного станка.

Для оценки адекватности разрабатываемых расчетных моделей воспользуемся результатами экспериментального исследования стойки вертикально-фрезерного станка мод. 654.

На рис. 1, а представлена схема экспериментальной установки, на рис. 1, б показано расположение точки приложения динамической нагрузки.

Стойка 1 (см. рис. 1, а) закреплена на жестком основании 5 посредством болтов. На том же основании установлена специальная тумба 4 с закрепленным на ней нагружающим устройством 3. Динамическую нагрузку стойки осуществляли с помощью электромагнитного вибратора, который устанавливали на тумбе. Вибратор обеспечивал синусоидальную нагрузку силой  $P = 500$  Н с частотой колебаний  $f = 10 \div 120$  Гц. Нагрузка прикладывалась к направляющим стойки 1 через закрепленную на них жесткую стальную плиту 2 (салазки бабки).

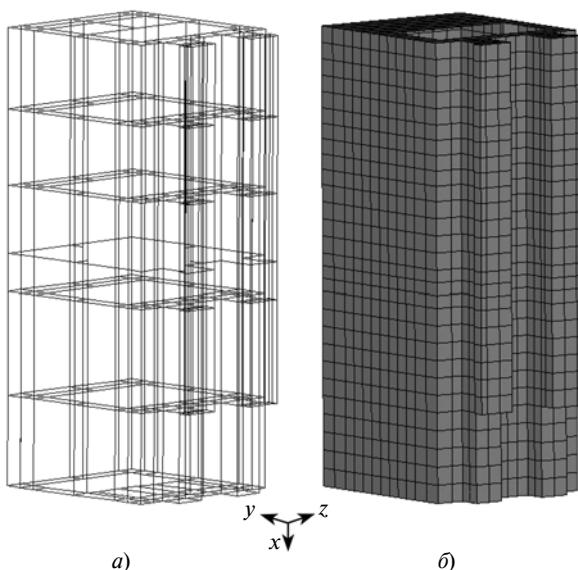


Рис. 3. Геометрическая (а) и расчетная (б) модели № 1 стойки фрезерного станка с регулярной разбивкой сетки КЭ четырехугольной формы

На рис. 2 приведена амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) стойки вертикально-фрезерного станка, полученная в результате динамических испытаний.

Рассмотрим четыре модели стойки с использованием оболочковых КЭ. Согласно работам [1, 2], в которых расчет и моделирование базовых деталей металлорежущих станков также выполнялся с использованием метода конечных элементов, размер КЭ колебался в пределах  $(0,04 \div 0,05)L$ , где  $L$  — максимальный габаритный размер анализируемых базовых деталей. Эти пределы явно недостаточны. В дальнейших расчетах будем изменять размер КЭ в пределах  $0,03 \div 0,30$  м.

Модель № 1 — с регулярной разбивкой сетки КЭ четырехугольной формы. Исходные данные модели: модуль Юнга  $E = 1,35 \cdot 10^5$  МПа; коэффициент Пуассона  $\mu = 0,25$ ; плотность  $\rho = 7100$  кг/м<sup>3</sup>. Жесткостьстыка стойки с фундаментом в трех координатных направлениях, Н/м:  $K_{nx} = 12 \cdot 10^6$ ;  $K_{ny} = 550 \cdot 10^6$ ;  $K_{nz} = 900 \cdot 10^6$ . Параметры демпфирования пружинных элементов по трем координатным осям, Н · с/м:  $C_x = 8681$ ;  $C_y = 397\,887$ ;  $C_z = 851\,088$ .

Рассчитаем амплитуду  $A_{д,п}$  динамической податливости стойки с использованием модели № 1 (рис. 3), изменяя частоту приложенной гармонической нагрузки в диапазоне  $f = 51 \div 71$  Гц. Амплитуду динамической податливости стойки рассчитывали согласно условиям проведения эксперимента в точках на направляющих стойки. Результаты динамического расчета стойки представлены на рис. 4 и в таблице.

Для анализа качества сетки КЭ необходимо рассмотреть различные размеры КЭ. Изменяя размер

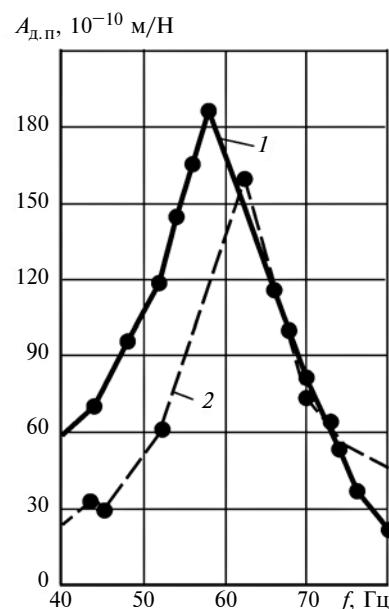


Рис. 4. Расчетная (1) и экспериментальная (2) АЧХ стойки фрезерного станка (модель № 1, размер КЭ 0,15 м)

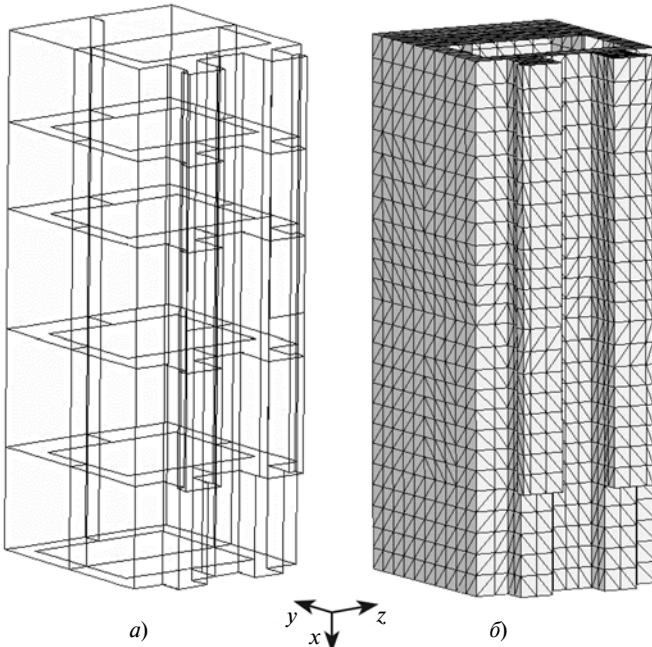


Рис. 5. Геометрическая (а) и расчетная (б) модели № 2 стойки фрезерного станка с регулярной разбивкой сетки КЭ треугольной формы

КЭ, получили результаты расчетов для модели № 1 (см. таблицу), согласно которым из семи просчитанных размеров КЭ одним из лучших является размер 0,15 м: отклонение расчетной амплитуды  $A_{\text{д.п.}}$  от экспериментальной составило 12 %, отклонение резонансной частоты  $f_p$  колебаний — 6 % (см. рис. 4).

Рассмотрим модель № 2, разбитую сеткой оболочковых КЭ треугольной формы (рис. 5). Результаты динамического анализа данной модели также приведены в таблице. Согласно этим результатам из семи просчитанных размеров КЭ лучшим является размер 0,08 м: отклонение расчетной амплитуды  $A_{\text{д.п.}}$  от экспериментальной составило 1 %, отклонение резонансной частоты колебаний — 6 % (рис. 6).

Для модели № 3 с нерегулярной сеткой и оболочковыми КЭ треугольной формы (рис. 7) соглас-

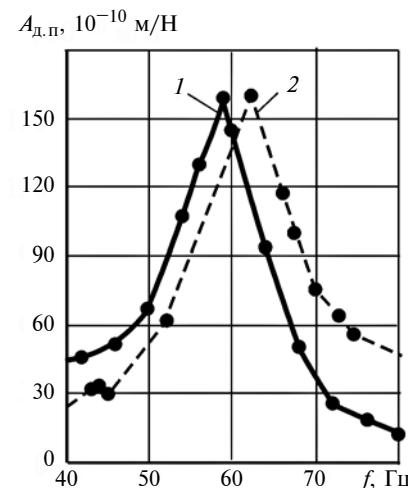


Рис. 6. Расчетная (1) и экспериментальная (2) АЧХ стойки фрезерного станка (модель № 2, размер КЭ 0,08 м)

но результатам динамического анализа (см. таблицу) из семи просчитанных размеров КЭ лучшим является размер 0,10 м: отклонение расчетной амплитуды  $A_{\text{д.п.}}$  от экспериментальной составило 2 %, отклонение резонансной частоты — 5 % (рис. 8).

Аналогично предыдущим моделям рассмотрим модель № 4 с нерегулярной сеткой и оболочковыми элементами четырехугольной формы (рис. 9) при различных размерах КЭ. Изменяя размер КЭ, получили результаты расчетов (см. таблицу), согласно которым из семи просчитанных размеров КЭ лучшим оказался размер 0,15 м: отклонение расчетной амплитуды  $A_{\text{д.п.}}$  от экспериментальной составило 4 %, отклонение резонансной частоты — 8 % (рис. 10). Таким образом, для модели № 4 получили удовлетворительные результаты расчета динамических характеристик.

#### Результаты динамического анализа стоек фрезерного станка при расчете по моделям № 1—№ 4

Номер п.п.	Размер КЭ модели, м	Модель № 1				Модель № 2				Модель № 3				Модель № 4			
		$A_{\text{д.п.}}$ , $10^{-10}$ м/Н	$f_p$ , Гц	Отклонение от эксперимента <sup>1</sup> , %		$A_{\text{д.п.}}$ , $10^{-10}$ м/Н	$f_p$ , Гц	Отклонение от эксперимента <sup>1</sup> , %		$A_{\text{д.п.}}$ , $10^{-10}$ м/Н	$f_p$ , Гц	Отклонение от эксперимента <sup>1</sup> , %		$A_{\text{д.п.}}$ , $10^{-10}$ м/Н	$f_p$ , Гц	Отклонение от эксперимента <sup>1</sup> , %	
				$A_{\text{д.п.}}$	$f_p$												
1	0,30	175	58	9	8	133	61	17	3	143	61	11	3	173	59	8	6
2	0,20	177	58	11	8	137	61	14	3	146	61	9	3	177	59	11	6
3	0,15	179	59	12	6	146	60	9	5	148	60	7	5	153	58	4	8
4	0,10	184	58	15	8	155	60	4	5	157	60	2	5	184	58	15	8
5	0,08	185	58	16	8	158	59	1	6	169	59	6	6	184	58	15	8
6	0,06	195	57	22	10	177	58	11	8	175	59	9	6	250	27	56	57
7	0,03	200	57	25	10	190	58	19	8	192	58	20	10	188	57	18	10

<sup>1</sup> При эксперименте получили: амплитуда динамической податливости  $A_{\text{д.п.}} = 160 \cdot 10^{-10}$  м/Н; резонансная частота  $f_p = 63$  Гц.

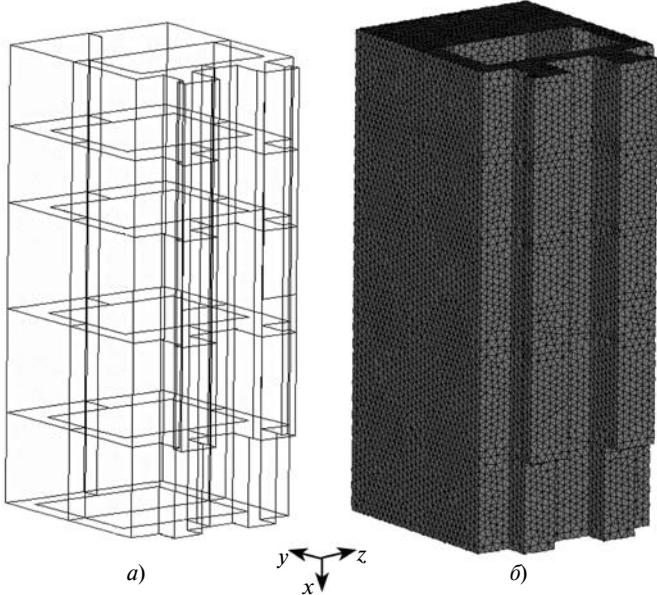


Рис. 7. Геометрическая (а) и расчетная (б) модели № 3 стойки фрезерного станка с нерегулярной разбией сетки КЭ треугольной формы

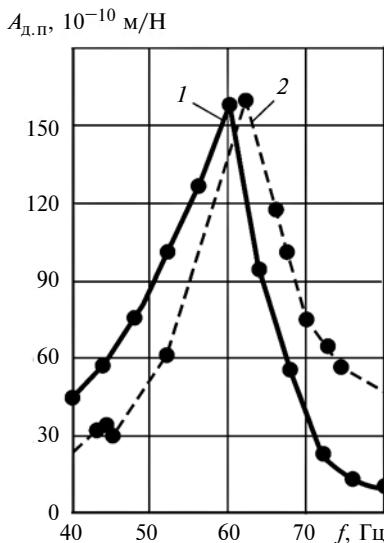


Рис. 8. Расчетная (1) и экспериментальная (2) АЧХ стойки фрезерного станка (модель № 3, размер КЭ 0,10 м)

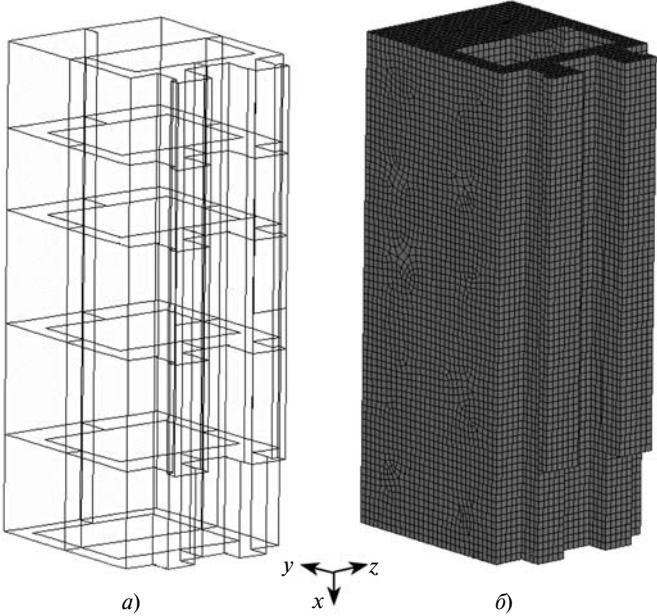


Рис. 9. Геометрическая (а) и расчетная (б) модели № 4 стойки фрезерного станка с нерегулярной сеткой и КЭ четырехугольной формы

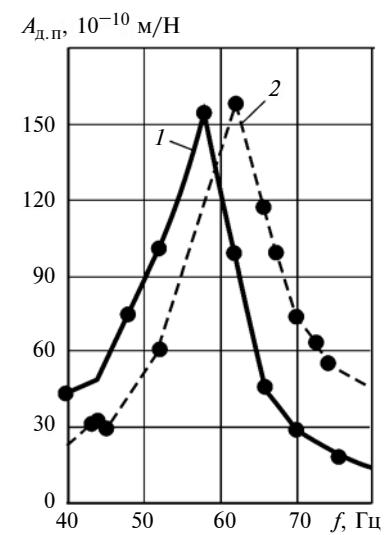


Рис. 10. Расчетная (1) и экспериментальная (2) АЧХ стойки фрезерного станка (модель № 4, размер КЭ 0,15 м)

Лучшие результаты расчета получили при использовании модели № 2 с применением метода разбики объекта регулярной сеткой на КЭ треугольной формы с размером КЭ, равным 0,08 м. Амплитуда динамической податливости составила  $158 \cdot 10^{-10}$  м/Н (отличие от эксперимента 1 %) с резонансной частотой, равной 59 Гц (отличие от эксперимента 6 %).

Так как наилучшую сходимость с экспериментальными данными в результате динамического анализа показала модель № 2 с регулярной сеткой

КЭ треугольной формы и размером 0,08 м, именно этот способ разбиения и следует использовать для моделирования несущей системы вертикально-фрезерного станка.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Кирилин Ю. В. Исследование несущей системы станка методом конечных элементов // СТИН. 2002. № 8. С. 19–21.
2. Еремин А. В., Чеканин А. В. Расчет жесткости несущих систем станков на основе суперэлементного подхода // СТИН. 1991. № 6. С. 12–16.

## КПД инерционно-импульсного трансформатора крутящего момента в трансмиссии самоходного транспортного средства

Приведены результаты сравнительного анализа двух бесступенчатых трансформаторов крутящего момента — инерционно-импульсного и гидродинамического, работающих в составе трансмиссии транспортного средства. Проанализированы особенности их совместной работы с тяговым двигателем.

**Ключевые слова:** инерционно-импульсный трансформатор крутящего момента, импульсатор, грузовое звено, механизм свободного хода, нагружающие свойства, моторно-трансмиссионная установка, выходная мощность, гидротрансформатор.

The results of the comparative analysis of two stepless transformers of torque moment — inertia-pulse and hydrodynamic, operating as a part of transport vehicle condition, are presented. The features of their combined operation with a drive motor are analyzed.

**Keywords:** inertia-pulse transformer of torque moment, pulser, load element, free wheel mechanism, loading properties, motor-transmission installation, output capacity, hydraulic transformer.

Дискуссия об инерционно-импульсном трансформаторе крутящего момента (ИИТКМ) в качестве трансмиссии самоходного транспортного средства (ТС) не утихает более 50 лет. Казалось бы, исследователи сошлись во мнении, что ИИТКМ имеют проблемы с механизмами свободного хода (МСХ) и поэтому их внедрение откладывается на неопределенное время. С другой стороны, во многих литературных источниках декларируется высокий КПД ИИТКМ [1–6], в том числе в публикациях последнего времени [7, 8]. Это утверждение, никем не опровергнутое, основано на результатах стендовых испытаний, проведенных в 1961 г. в Челябинском политехническом институте под руководством профессора М. Ф. Балжи [2], согласно которым КПД ИИТКМ составляет 95 % и даже больше. Вывод М. Ф. Балжи и его научной школы таков: когда будут созданы надежные МСХ, ИИТКМ займет достойное место в ряду бесступенчатых трансформаторов ТС.

Однако в работе [2, приложение 3] приведены и результаты других исследований с весьма близкими исходными данными, которые показали более низкие значения ( $80 \div 90\%$ ), сопоставимые с КПД гидротрансформатора (ГТ). В монографии профессора М. Ф. Мальцева указано значение КПД ИИТКМ на уровне 92 % [5, с. 7], а в монографии профессора А. И. Леонова — на уровне  $85 \div 95\%$  [3, с. 202]. Есть и другие поводы для сомнений в приведен-

ных выше заключениях: в диссертации С. П. Баженова [6, с. 58] приведена выходная характеристика ИИТКМ для легкового автомобиля с двигателем мощностью 50 кВт, которая близка к идеальной гиперболе. Однако мощность во всех точках этой гиперболы сопоставляет всего 12 кВт. Аналогичное соотношение потенциальной мощности приводного двигателя и мощности на выходе ИИТКМ фигурирует и в экспериментах М. Ф. Балжи, и в других работах [3, 8]. В чем же причина такой большой разницы между потенциальной мощностью двигателя и мощностью на выходе ИИТКМ, не в КПД ли? Дополнительное сомнение в перспективности ИИТКМ в качестве трансмиссии ТС порождает факт их отсутствия на рынке ТС. Гидродинамические трансформаторы крутящего момента, в отличие от ИИТКМ, получили за последние 50 лет широчайшее распространение. Они установлены в большинстве автоматических коробок передач всевозможных колесных и гусеничных ТС (в автомобилях, тракторах, тягачах, танках).

Подчеркнем, что в статье речь идет об использовании ИИТКМ только в качестве трансмиссии ТС. В других сферах, например в качестве технологического оборудования (камнерезные станки, сварка трением и др.), их результативность общепризнана. Но следует отметить, что качество работы технологического оборудования и не оценивают по КПД в виде отношения выходной и входной мощностей. Чаще всего его результативность оценивают по энергозатратам, т. е. по объему выполненных работ (например, по кубометрам разработанной породы), отнесенном к количеству затраченной электроэнергии.

Итак, ИИТКМ продолжают рассматривать в качестве трансмиссий ТС из-за высокого КПД, большего, чем у ГТ [7, 8]. Попробуем разобраться в этом вопросе.

Цель данной работы — исследование и сравнительный анализ тягово-динамических свойств ТС с ИИТКМ и ГТ, работающих в составе моторно-трансмиссионной установки (МТУ) совместно с электродвигателем (ЭД) или двигателем внутреннего сгорания (ДВС). Аналогичный вопрос в свое время был рассмотрен при сравнении промышленных тракторов с механической трансмиссией (имеющей высокий КПД) в паре с двигателем постоянной мощности и с гидродинамической трансмиссией (с низким КПД) в паре с обычным дизельным двигателем [9].

Для исследования динамических свойств ТС с ИИТКМ разработана оригинальная математическая модель, описывающая ИИТКМ через упругие свойства МСХ. За основу ИИТКМ взята обобщенная схема [3, с. 29], приведенная на рис. 1, где 1 — ведущий двигатель (в первоисточнике это ведущий маховик); 2 — реактор; 3 — обойма корпусного МСХ; 4 — выходное звено; 5 — корпус; 6 — упругий элемент выходного МСХ; 7 — выходной МСХ; 8 — корпусный МСХ; 9 — упругий элемент корпусного МСХ; 10 — грузовые звенья (неуравновешенные сателлиты). Обратим внимание на понятие "ведущий маховик". В работах по исследованию ИИТКМ угловая скорость ведущего маховика считается постоянной, для чего его мысленно представляют как маховик бесконечной массы. На самом деле в МТУ ТС установлен двигатель с ограниченными возможностями.

Для исследования свойств ИИТКМ необходима математическая модель. Математические модели ИИТКМ представлены в литературе в виде систем дифференциальных уравнений различной структуры. Например, у А. И. Леонова [3] приведены различные системы дифференциальных уравнений для участков: 1 — накопления потенциальной энергии и отдачи ее при разгоне реактора; 2 — разгона реактора; 3 — совместного движения реактора и ведомого маховика; 4 — торможения реактора; 5 — совместного движения реактора и ведомого маховика при действии корпусных упругих элементов.

Предлагаемая математическая модель имеет единую структуру для всех перечисленных выше участков:

$$\left\{ \begin{array}{l} J_d \frac{d\omega_d}{dt} = M_d - M_{r,3}; \\ J_p \frac{d\omega_p}{dt} = M_{r,3} - M_{MCX1} - M_{MCX2}; \\ J_{TC} \frac{d\omega_{TC}}{dt} = M_{MCX2} - M_c; \\ M_{MCX1} = \frac{C \int (0 - \omega_p) dt}{1 + RC \int (0 - \omega_p) dt} = \frac{k_1}{T_1 s + 1}; \\ M_{MCX2} = \frac{C \int (\omega_p - \omega_{TC}) dt}{1 + RC \int (\omega_p - \omega_{TC}) dt} = \frac{k_2}{T_2 s + 1}, \end{array} \right. \quad (1)$$

где  $J_d$ ,  $J_p$ ,  $J_{TC}$  — приведенные моменты инерции двигателя, реактора и транспортного средства;  $M_d$ ,  $M_{r,3}$ ,  $M_p$ ,  $M_{MCX1}$ ,  $M_{MCX2}$ ,  $M_c$  — соответственно крутящие моменты двигателя, грузового звена импульсатора, реактора и упругие моменты корпусного и выходного МСХ, момент сопротивления;  $R$  — приведенные потери в МСХ;  $C$  — приведенная упругость МСХ;  $\omega_d$ ,  $\omega_p$ ,  $\omega_{TC}$  — средние частоты вра-

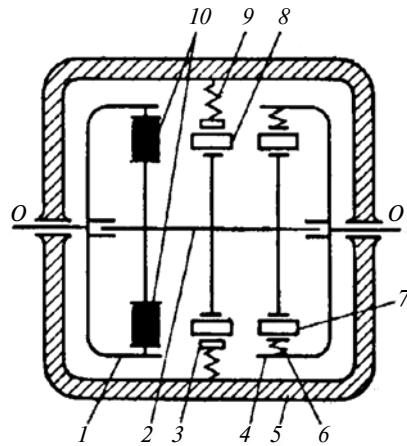


Рис. 1. Обобщенная схема ИИТКМ

щенияния двигателя, реактора и ведущего колеса ТС;

$\frac{k_1}{T_1 s + 1}$  и  $\frac{k_2}{T_2 s + 1}$  — передаточные функции для корпусного и выходного МСХ.

Особый интерес представляет математическое описание МСХ, являющихся ключевыми элементами ИИТКМ. В работах В. Ф. Мальцева [4, 5] приведено описание процесса включения МСХ через их упругие свойства. Сила упругости пропорциональна углу скручивания, который интегрируется по разности угловых скоростей обойм, связанных в случае корпусного МСХ с реактором и корпусом, а в случае выходного МСХ — с реактором и выходным валом. Заклинивание (включение) корпусного МСХ начинается после достижения реактором нулевой скорости. Реактор продолжает движение с отрицательной угловой скоростью, создавая упругую силу деформации; максимальный упругий момент (угол скручивания) достигается при возвращении скорости реактора к нулю. При снижении упругого момента МСХ после максимума потенциальная энергия упругости возвращается в систему в виде кинетической энергии реактора. После достижения моментом МСХ нулевой отметки он выключается. Для иллюстрации исследования динамики заклинивания МСХ используем рис. 2 из работы [4, с. 104], на котором отмечены три этапа: I — МСХ разомкнут, частота  $\omega_2$  вращения выходного звена больше, чем частота  $\omega_1$  вращения входного звена; II — этап включения МСХ, на котором  $\omega_2 < \omega_1$ ; III — МСХ включен,  $\omega_2 = \omega_1$ . Такой алгоритм включения МСХ соответствует условиям работы МСХ реакторного колеса в составе комплексного ГТ [10] или аналогичным условиям достаточно редкого включения (до одного раза в несколько минут) и длительной работы во включенном (замкнутом) состоянии [11].

В ИИТКМ МСХ включается и выключается в каждом цикле, один цикл — это один оборот коленчатого вала ДВС или вала ЭД; при частоте враще-

ния вала ЭД, соответствующего испытаниям [1, 2],  $800 \text{ мин}^{-1}$ , продолжительность цикла составляет не более 0,1 с. За это время ни корпусный, ни выходной МСХ не успевают достичь этапа III. Сразу же за точкой  $b$  начинается обратный процесс — выключение МСХ, которое, как и включение, не происходит мгновенно: несмотря на превышение частотой вращения выходного звена частоты вращения входного звена ( $\omega_2 > \omega_1$ ) МСХ продолжает находиться в замкнутом положении до тех пор, пока момент МСХ не перестанет быть положительным.

Проиллюстрируем данный момент в решении математической модели (рис. 3 и 4). В промежутке времени  $t = 3,085 \div 3,093$  с угловая скорость реактора отрицательна (см. рис. 4); это соответствует периоду II заклинивания на рис. 2. Точка  $b$  (см. рис. 2) соответствует  $t = 3,093$  с (когда момент  $M$  корпусного МСХ максимальен и равен  $800 \text{ Н} \cdot \text{м}$  (см. рис. 3), а  $\omega_2 = \omega_p = 0$  (см. рис. 4). В промежутке  $t = 3,093 \div 3,098$  с момент  $M$  корпусного МСХ снижается до нуля, но угловая скорость реактора достигает 3 рад/с. Таким образом, уточнены математические условия включенного состояния МСХ, отличные от принятых в работах [2—6].

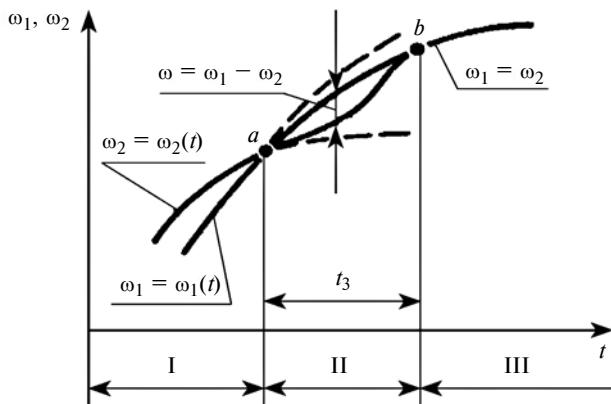


Рис. 2. Изменение частот вращения входного ( $\omega_1$ ) и выходного ( $\omega_2$ ) звеньев МСХ во времени  $t$

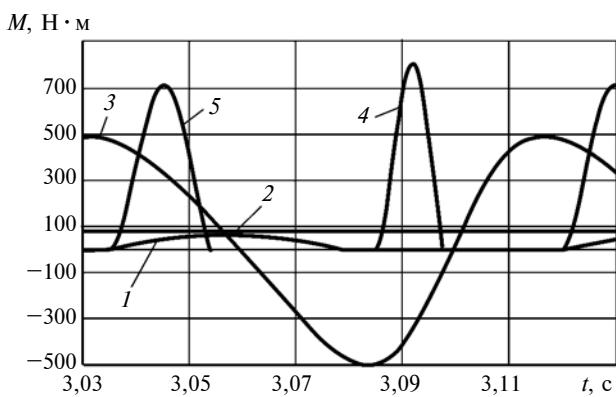


Рис. 3. Изменения во времени  $t$  крутящих моментов двигателя (1), нагрузки (2) грузового звена (3) и упругих моментов корпусного (4) и выходного (5) МСХ

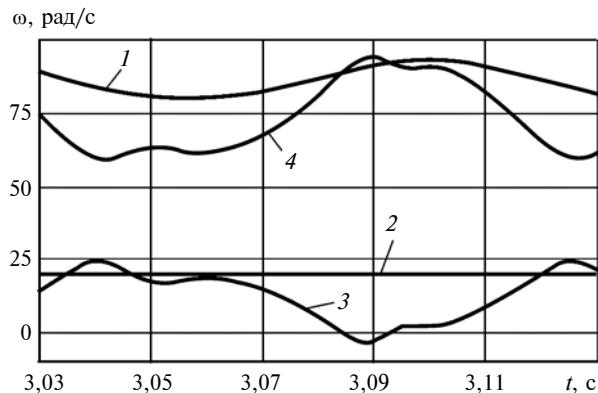


Рис. 4. Изменение во времени  $t$  угловых скоростей двигателя (1), выходного вала ИИТКМ (2), реактора (3), относительной скорости сателлитов (4)

В математической модели (1) упругие свойства МСХ представлены апериодическим инерционным звеном первого порядка с передаточной функцией  $W = \frac{k}{Ts + 1}$ . Предлагаемый способ описания упругих свойств МСХ позволяет определять упругий момент МСХ без изменения структуры системы уравнений (1) при переходе от замкнутого состояния к разомкнутому. В замкнутом состоянии момент определяется через упругие силы, а они в свою очередь — через относительное перемещение обойм МСХ (угол скручивания), причем условие превышения частоты  $\omega_2$  вращения выходного звена над частотой  $\omega_1$  вращения входного звена не является условием выключения выходного МСХ. В этом случае происходит лишь уменьшение  $M_{\text{MCX}}$ , и пока он больше нуля, МСХ замкнут.

Условие включения МСХ (блокировки):  $\omega_p \leq 0$  и  $M_{\text{MCX}} > 0$ . Условие именно парное: начало включения при  $\omega_p \leq 0$ , при этом начинает формироваться положительный момент корпусного МСХ, который достигает максимума. Скорость реактора при этом пересекает ноль, переходя из отрицательной зоны в положительную, но МСХ остается включенным согласно второй составляющей условия, так как  $M_{\text{MCX}} > 0$ . После снижения момента МСХ до нуля снимаются обе составляющие условия и МСХ выключается.

Условие выключения МСХ (разблокировки): если  $M_{\text{MCX}} < 0$ , то  $M_{\text{MCX}} = 0$ .

Момент грузового звена в математической модели (1) задан уравнением:  $M_{\text{г.з}} = erm \omega_d^2 \sin \alpha$ , где  $\alpha = \int (\omega_d - \omega_p) dt$  — угол поворота грузового звена,  $e$  — эксцентриситет,  $r$  — радиус расположения центра тяжести груза,  $m$  — масса груза.

**Анализ графиков крутящих моментов и частот вращения за один установившийся цикл.** Нагрузка соответствует приложению 5 к работе [2] при частотах вращения: двигателя  $800 \text{ мин}^{-1}$ , выходного звена  $200 \text{ мин}^{-1}$ , нагрузке на выходном валу  $87,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$  и

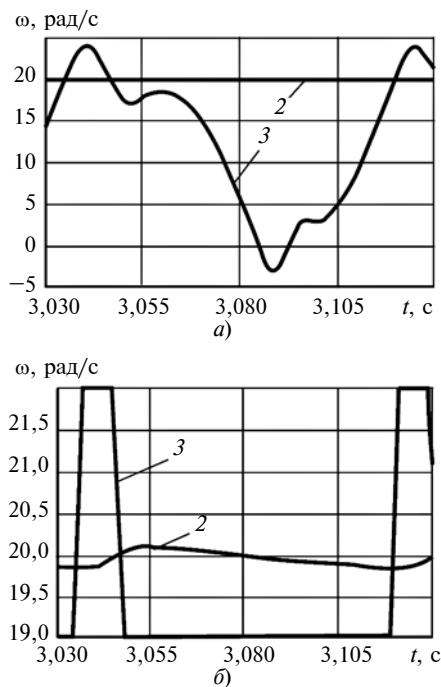


Рис. 5. Зависимости угловых скоростей реактора (3) и выходного звена ИИТКМ (2) от времени  $t$  в увеличенном относительно рис. 4 виде

крутящем моменте двигателя  $30,67 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . При математическом моделировании один цикл составил  $0,085 \text{ с}$  (на рис. 3 и 4 — промежуток времени  $t = 3,03 \div 3,115 \text{ с}$ ), что соответствует данным эксперимента М. Ф. Балжи [2, приложение 5, табл. 5]. Согласно расчету средние крутящие моменты за цикл составили: на выходе  $87,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , на двигателе  $21,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , на корпусном МСХ  $66 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . Некоторое различие в расчетных и экспериментальных моментах ЭД можно объяснить отсутствием в математической модели потерь, которые в эксперименте учтены. Средний экспериментальный КПД составил  $0,7$ . Если его учесть, то момент двигателя в математическом эксперименте увеличится с  $21,2$  до  $21,2/0,7 = 30,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , что очень близко к значению  $30,67 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , полученному в физическом эксперименте.

Сумма моментов двигателя и опоры на корпус равна моменту на выходе.

Опора на корпус осуществляется через корпусный МСХ в конце отрицательного импульса. Согласно рис. 4 угловая скорость реактора (кривая 3) отрицательна при  $t = 3,085 \div 3,093 \text{ с}$ , в это же время упругий момент корпусного МСХ (см. рис. 3, кривая 4) растет до максимума. При снижении упругого момента корпусного МСХ в промежуток времени  $t = 3,093 \div 3,098 \text{ с}$  угловая скорость реактора (см. рис. 4, кривая 3) уже положительна — потенциальная энергия МСХ преобразуется в кинетическую энергию реактора и в момент времени  $t = 3,1 \text{ с}$  начинается положительный импульс. При

некоторых обстоятельствах "раскручивание" МСХ не успевает закончиться в отрицательном импульсе и заканчивается в начале положительного импульса.

Для иллюстрации величин угловых скоростей реактора и выходного звена ИИТКМ на рис. 5 приведены с увеличением масштаба по оси ординат относительно рис. 4 кривые 2 и 3 (масштаб рис. 5, б больше, чем рис. 5, а).

Согласно рис. 5 "совпадения скоростей" или "движения с одинаковой скоростью" обойм как корпусного, так и выходного МСХ нет. Правдоподобнее выглядит картина работы упругих сил при заклинивании и раскручивании МСХ. Достоверность такой версии развития событий подтверждается максимальными значениями углов скручивания обойм МСХ при заклинивании, декларированными до  $0,05 \text{ рад}$  в нескольких независимых источниках [5, с. 230; 10, с. 314]. В результате имитационного моделирования МСХ получены максимальные значения угла скручивания, равные  $0,015 \text{ рад}$  для корпусного МСХ и  $0,03 \text{ рад}$  для выходного МСХ, несмотря на, казалось бы, огромную амплитуду угловой скорости реактора (см. рис. 5, б).

Следует отдельно рассмотреть вопрос о невозможности представления КПД ИИТКМ в виде соотношения текущей мощности на его выходе к текущей мощности на входе в связи с постоянным (в каждом цикле) пересечением нулевой отметки моментом на входе. Вследствие этого мощности за цикл усреднены, заменены интегралом мощности, т. е. работой за цикл. В результате отношение работы за цикл на выходе ИИТКМ к работе двигателя имеет вид кривой, представленной на рис. 6, согласно которой, во-первых, КПД не постоянен за цикл, во-вторых, иногда бывает больше единицы, что всегда наблюдается при торможении двигателя. Например, согласно рис. 4 при  $t = 3,03 \div 3,055 \text{ с}$  угловая скорость двигателя снижается и его кинетическая энергия расходуется на преодоление внешних сопротивлений, а при  $t = 3,055$  и  $3,1 \text{ с}$  двигатель разгоняется и его КПД меньше единицы, т. е. в среднем КПД в равен  $100\%$ . Если бы в эксперименте М. Ф. Балжи [2] не учитывались реальные потери на трение в подшипниках и зубчатых зацеплениях, то КПД тоже составил бы  $100\%$ . Таким об-

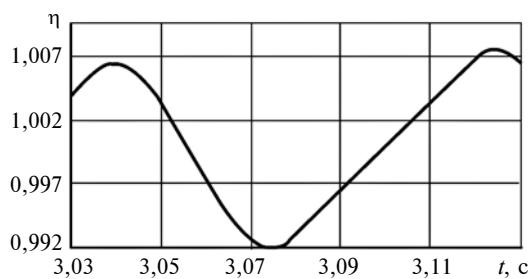


Рис. 6. КПД ИИТКМ за один цикл, вычисленный через отношение работ на входе и на выходе

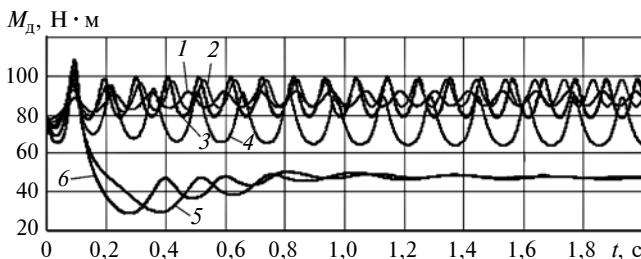


Рис. 7. Изменение момента  $M_d$  двигателя во времени  $t$  при различных массах грузового звена

разом, имитационное моделирование подтвердило высокий КПД ИИТКМ.

В чем же тогда причина отсутствия ИИТКМ и подавляющего засилья ГТ в трансмиссиях ТС, если не касаться надежности МСХ и рассматривать только энергетические показатели?

Для ответа на эти вопросы проведены сравнительные испытания ТС с ИИТКМ и ГТ с одинаковыми приводными электродвигателями. Для того чтобы оба ТС оказались в равных условиях, были оптимизированы нагружающие свойства ИИТКМ и ГТ, т. е. смоделированы МТУ с оптимальными параметрами для каждого типа трансмиссий.

**Оптимизация нагружающих свойств ИИТКМ.** Нагружающие свойства ИИТКМ определяет масса  $m$  грузового звена: чем больше  $m$ , тем больше крутящий момент двигателя. До тех пор, пока характеристика двигателя не ограничивается МТУ, момент, создаваемый двигателем, растет и не ограничивает выходной момент ИИТКМ. На самом деле характеристика ДВС или ЭД ограничена. В рассмотренном примере, идентичном испытаниям, описанным в работе [2], максимальный момент ЭД составляет 75 Н·м; при его превышении уменьшается частота вращения вала двигателя. На рис. 7 приведены зависимости изменения момента  $M_d$  двигателя во времени  $t$  при приведенных массах  $m_{\text{пр}}$  грузового звена (произведение эксцентрикитета, радиуса расположения центра тяжести груза и собственно массы груза), равных 0,027 (кривая 1); 0,054 (2); 0,081 (3); 0,100 (4); 0,150 (5) и 0,200 (6). Видим, что при  $m_{\text{пр}} = 0,150$  и 0,200 двигатель "глохнет". Примем оптимальное значение  $m_{\text{пр}} = 0,081 \div 0,1$ .

Условия математического эксперимента: модель ТС сделана на базе агрегатов стенда [2], выходной вал которого соединен с ведущим колесом радиусом 0,1 м. Бортовой редуктор или главная передача имеют передаточное число 1. В результате ТС (колесное или гусеничное) может развивать максимальную скорость 8 м/с и максимальное тяговое усилие 1200 Н, что соответствует выходной характеристике ИИТКМ, приведенной в работе [2].

Смоделирована трасса, состоящая из трех участков разного сопротивления, для того чтобы оце-

нить динамические свойства испытуемых ТС при разгоне и торможении. Участки имеют равную длину — по 20 м каждый; сопротивления на ведущем колесе для каждого из них составляют 120, 50 и 80 Н·м соответственно.

По результатам прохождения трассы уточним выбор грузовых звеньев. На рис. 8 приведены семь графиков скорости прохождения трассы при приведенных массах грузовых звеньев  $m_{\text{пр}} = 0,027$  (кривая 1), 0,054 (2), 0,071 (3), 0,081 (4), 0,09 (5), 0,1 (6); 0,15 (7). Анализ показывает, что при малых массах  $m_{\text{пр}}$  ТС или останавливается, или с очень маленькой скоростью преодолевает участок большого сопротивления, при средних  $m_{\text{пр}}$  рост массы способствует росту средней скорости движения на всей трассе, но при больших массах ( $m_{\text{пр}} > 0,1$ ) ИИТКМ "гасит" угловую скорость  $\omega_d$  двигателя и переходит на режим муфты при маленькой угловой скорости ЭД (порядка 30 рад/с). Выбрали приведенную массу грузового звена  $m_{\text{пр}} = 0,1$ .

Для сравнительных испытаний определены оптимальные параметры ГТ для заданного ЭД. Нагружающие свойства ГТ при заданном двигателе и активный диаметр ГТ определены по методике работ [12, 13]. Подобран непрозрачный ГТ с активным диаметром 0,33 м. Результаты приведены на рис. 9 и 10. Стартовые условия одинаковы:  $v_0 = 1,5$  м/с.

Зависимости на рис. 9, а и 10, а характеризуют скорость  $v$  ТС с конкурирующими трансмиссиями. Прохождение стандартной трассы, состоящей из трех участков различного сопротивления движению, показало преимущество ГТ перед ИИТКМ по средней скорости: средняя скорость  $v$  ТС с ГТ на пути в 60 м составила 5,2 м/с, а ТС с ИИТКМ — 3,2 м/с, преимущество ГТ составляет 60 %.

На рис. 11, а, б представлены зависимости  $\eta(t)$  соответственно для ИИТКМ и ГТ. Так как КПД весьма динамичного процесса невозможно оценить по средним значениям моментов и скоростей, предложено оценивать КПД по отношению работ на входе и на выходе.

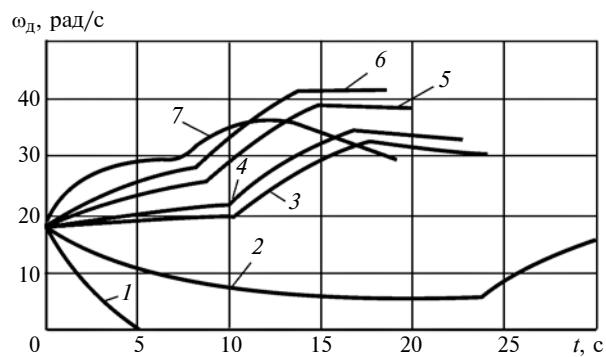


Рис. 8. Зависимости угловой скорости  $\omega_d$  двигателя от времени  $t$  при различных приведенных массах грузового звена

Согласно рис. 11 КПД ИИТКМ нисколько не больше, чем КПД ГТ, а сравнение результатов, представленных рис. 6 и 11, *a* для ИИТКМ, свидетельствует о снижении КПД при переходных процессах разгона и торможения ТС по сравне-

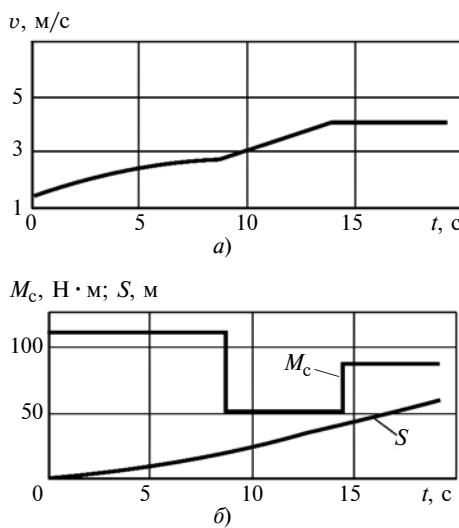


Рис. 9. Изменение во времени  $t$  скорости  $v$  (*a*), пройденного пути  $S$  и момента  $M_c$  сопротивления (*б*) ТС с ИИТКМ

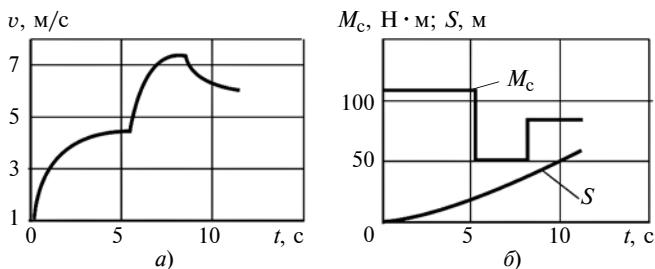


Рис. 10. Изменение во времени  $t$  скорости  $v$  (*a*), пройденного пути  $S$  и момента  $M_c$  сопротивления (*б*) ТС с ГТ

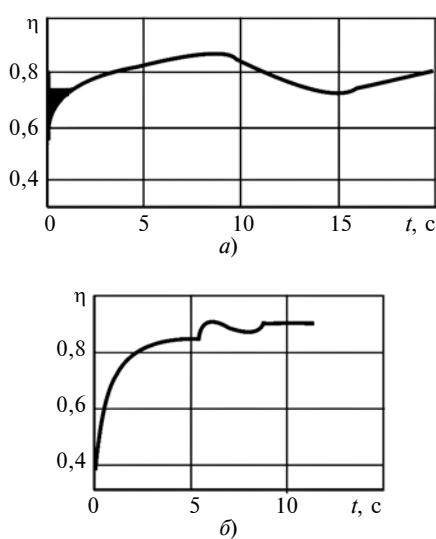


Рис. 11. КПД ИИТКМ (*а*) и ГТ (*б*)

нию с "установившимся" движением с постоянной скоростью.

Загрузки двигателя ИИТКМ и ГТ отличаются кардинально: средний момент двигателя при совместной работе с ГТ составил 74 Н·м, а при работе с ИИТКМ — 45 Н·м (преимущество ГТ равно 64 %), а по мощности — у ГТ  $74 \cdot 79 = 5,8$  кВт, в то время как у ИИТКМ —  $45 \cdot 77 = 3,4$  кВт (преимущество ГТ равно 70 %). Таким образом, средняя загрузка двигателя по мощности на 70 % больше, а КПД примерно одинаков, что обеспечивает преимущество МТУ с ГТ.

Таким образом, инерционно-импульсный трансформатор крутящего момента проигрывает гидродинамическому трансформатору не по КПД, а по средней выходной мощности в связи со значительным меньшим загрузкой тягового двигателя, что является объективным свойством ИИТКМ, преодолеть которое нельзя.

#### Выводы:

1. Создана математическая модель ИИТКМ, состоящая из четырех дифференциальных уравнений, позволяющая исследовать ее тягово-динамические свойства во всех эпизодах без изменения структуры модели. Корпусный и выходной МСХ представлены апериодическим инерционным звеном первого порядка с упругими свойствами.

2. Средняя мощность на выходе ГТ больше средней мощности на выходе ИИТКМ, и это не может быть компенсировано высоким КПД ИИТКМ.

3. КПД ИИТКМ действительно высок, в установившихся режимах близок к 100 %, что подтверждено опытами [2].

4. Для сравнительных испытаний оптимизированы нагружающие свойства ИИТКМ путем подбора приведенной массы грузового звена и нагружающие свойства гидротрансформатора.

5. Прохождение стандартной трассы, состоящей из трех участков с различным сопротивлением движению, показало преимущество ГТ перед ИИТКМ по средней скорости в 60 %.

6. Преимущество ГТ перед ИИТКМ состоит в коэффициенте загрузки двигателя. В силу присущих ИИТКМ колебаний момента на входном звене (двигателе) невозможно загружать двигатель в одной точке, как при наличии ГТ, поэтому средний за цикл момент не может равняться максимальному, и двигатель всегда в среднем за цикл недогружен.

Получено, что средний момент двигателя при совместной работе с ГТ больше, чем при работе с ИИТКМ, на 64 %, средняя загрузка двигателя по мощности больше на 70 %, а КПД в условиях переходных процессов движения примерно одинаковы, что обеспечивает неоспоримое преимущество МТУ с ГТ.

# Обоснование расчетных нагрузений карьерных экскаваторов с неклассическими конструктивными схемами рабочего оборудования

Предложено формализованное обоснование расчетных нагрузений для экскаваторов со сложной кинематической схемой, основанный на оценке реакций силовых элементов конструкций на единичные силы.

**Ключевые слова:** экскаватор, расчетное нагружение, рабочее оборудование, прочность, надежность.

The formalized substantiation of design loads for excavators with complicated kinematic scheme, based on assessment of reactions of primary structural elements on unit loads, is suggested.

**Keywords:** excavator, design load, operating equipment, strength, reliability.

При построении системы проектных расчетов технических устройств рассматривают три взаимосвязанных вопроса: выбор расчетных нагрузений, разработка расчетных схем, обоснование коэффициентов запаса по принимаемым критериям предельных состояний.

При эксплуатации технические устройства нагружаются определенной комбинацией сил и мо-

ментов, являющихся функциями времени. Определенные элементы устройства испытывают наибольшие нагрузления в разные моменты времени, поэтому расчетные нагрузения выбирают так, чтобы моменты времени соответствовали наиболее опасным комбинациям внешних и внутренних нагрузок.

Обоснованный выбор расчетных нагрузений технического устройства является одним из важных решений, которые определяют его конструкцию и условия работы, обеспечивая требуемые прочность конструкции и надежность эксплуатации. Для проектируемых конструкций, существенно отличающихся от аналогов или не имеющих таких, необходимо определить условия, при которых силовые элементы конструкции испытывают наибольшие нагрузки. К внутренним факторам относятся положения кинематических звеньев и режимы работы приводов, к внешним — особенности взаимодействия устройства с окружающей средой.

Карьерный экскаватор отличается сложной кинематикой, так как при эксплуатации его конст-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 11)

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Балжи М. Ф. Автотракторный инерционный трансформатор крутящего момента и лабораторные испытания бесступенчатого трансформатора крутящего момента // Сб. тр. ЧПИ "Расчет и конструирование машин". Дополнение к вып. 10. 1957. С. 36—49.
2. Балжи М. Ф. Инерционный бесступенчатый трансформатор крутящего момента (теория, расчет и экспериментальные исследования). Дис. ... д-ра техн. наук / ЧПИ. Челябинск. 1962. 168 с.
3. Леонов А. И. Инерционные автоматические трансформаторы вращающего момента. М.: Машиностроение, 1978. 224 с.
4. Мальцев В. Ф. Роликовые механизмы свободного хода. М.: Машиностроение, 1968. 416 с.
5. Мальцев В. Ф. Механические импульсные передачи. М.: Машиностроение, 1978. 367 с.
6. Баженов С. П. Теоретические основы проектирования инерционных бесступенчатых автоматических силовых приводов самоходных машин. Дис. ... д-ра техн. наук. Липецк. 1980. 354 с.
7. Баженов С. П., Галкин А. В., Дедяев М. И. Анализ динамики выпрямителя момента инерционной передачи городского автобуса // Материалы Всероссийской науч.-техн. конф., посвященной 70-летию факультета "Специ-
- альное машиностроение" МГТУ им. Н. Э. Баумана (21, 22 мая 2008 г.) М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, С. 100—106.
8. Алюков С. В. Научные основы инерционных бесступенчатых передач повышенной нагрузочной способности. Дис. ... д-ра техн. наук. Челябинск. ЮУрГУ. 2014. 369 с.
9. Технический потенциал моторно-трансмиссионной установки промышленного трактора с двигателем постоянной мощности / В. Л. Довжик, М. И. Злотник, С. В. Кондаков, В. В. Кийко // Исследование гидротрансмиссий тракторов и сельхозмашин: сб. науч. тр. НПО НАТИ. М.: НАТИ, 1988. С. 4—10.
10. Стесин С. П., Яковенко Е. А. Гидродинамические передачи. М.: Машиностроение, 1973. 352 с.
11. Кондаков С. В., Федоров С. В. Исследование работы гидрообъемнодинамической трансмиссии быстроГодной гусеничной машины при прямолинейном движении // Вестник ЮУрГУ. Сер. "Машиностроение". 2013. Т. 13. № 1. Челябинск: Изд-во ЮУрГУ. С. 48—58.
12. Куликов Н. К. Определение оптимальных режимов двигателя внутреннего сгорания с гидродинамическим трансформатором // Автомобильная и тракторная промышленность. 1953. № 2. С. 22—24.
13. Злотник М. И. Научные основы применения гидродинамических трансформаторов в трансмиссиях гусеничных промышленных тракторов: Дис. ... д-ра техн. наук. М.: НАТИ, 1987. 385 с.

руктивные элементы имеют большое число возможных положений. При этом взаимодействия рабочего оборудования экскаватора с разрабатываемым массивом горной породы имеют случайный характер и изменяются в широком диапазоне. Поэтому карьерный экскаватор относится к электромеханической системе с переменной геометрией за цикл работы с множеством рабочих движений.

Выбор расчетных схем в данном случае сводится к решению следующих задач:

анализ возможных нагрузений для всех этапов жизненного цикла устройства;

определение наиболее критичных нагрузений с позиций прочности узлов экскаватора;

определение комбинаций внешних нагрузок и их значений для принятых расчетных нагрузений.

Ошибочные решения данных задач приводят к грубым системным ошибкам проектирования, устранение которых сопряжено со значительными материальными и временными затратами.

Для карьерных экскаваторов с классическими конструктивными схемами рабочего оборудования многолетними исследованиями установлены и апобированы расчетные нагрузления. Так, для конструкции с прямой напорной лопатой приняты четыре нагрузления, обусловленные положением рукояти относительно подошвы забоя и головного блока стрелы [1, 2].

Анализ патентов на конструкции экскаваторов для выемки горной массы показал, что есть конструктивные схемы рабочего оборудования, существенно отличающиеся от классических схем. При этом общепринятого подхода к обоснованию расчетных нагрузений не существует.

### Формализация анализа расчетных нагрузений

Для неклассических конструкций экскаваторов при отсутствии научно обоснованных расчетов один из возможных путей поиска неблагоприятных сочетаний положений элементов рабочего оборудования, создающих максимальные усилия в конструкции (внутренние факторы), является многовариантный сравнительный анализ нагруженности силовых элементов, который ввиду трудоемкости целесообразно выполнять с использованием алгоритмических и программных средств САПР [3, 4].

Рассмотрим вариант формализации данного подхода и опыта его применения, который основывается на оперировании единичными горизонтальными и вертикальными силами на кромке ковша.

Известен ряд методик описания сил на режущей кромке рабочего органа экскаватора и, в частности, подход Н. Г. Домбровского [5], который заключается в следующем.

Копание рассматривается как совмещение двух операций: отделение грунта от массива и заполнение

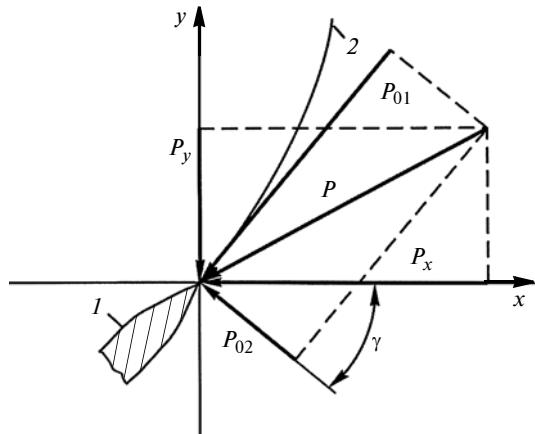


Рис. 1. Схема сил, действующих на режущую кромку зуба 1 ковша, взаимодействующего с породой по траектории 2

ние им рабочего органа. Направление силы, возникающей при выполнении первой операции, приблизительно совпадает с поверхностью забоя, и она направлена по касательной к траектории кромки ковша. Направление подачи, регулирующей толщину отделяемого слоя грунта, перпендикулярно касательной.

Таким образом, сила  $P$  на рабочем органе имеет две составляющие:  $P_{01}$  — касательная к траектории копания;  $P_{02}$  — по нормали к касательной, при этом  $P_{02} = kP_{01}$ , где  $k = 0,2 \div 0,4$  в зависимости от остроты режущей кромки. Составляющая  $P_{01}$  зависит от удельного сопротивления  $k_1$  копанию и геометрических параметров отделяемой части горной массы.

Направления сил  $P_{01}$  и  $P_{02}$  в разных точках траектории копания разные, поэтому целесообразно привести произвольную систему внешних нагрузок к декартовой системе координат с началом на кромке ковша. Тогда положение режущей кромки, т. е. направления  $P_{01}$  и  $P_{02}$  в любой момент времени копания, определяется углом  $\gamma$  (рис. 1) через функционал  $F$  множества  $\{G\}$  геометрических параметров, описывающих текущее состояние конструктивной схемы и рабочего оборудования:

$$\{P_{01}, P_{02}\} = f(\gamma) = F(\{G\}).$$

Любую систему сил  $P_{01}$  и  $P_{02}$  можно представить суммой их проекций на оси декартовой системы координат:

$$\begin{aligned} P_x &= P_{01} \sin \gamma + P_{02} \cos \gamma; \\ P_y &= P_{01} \cos \gamma + P_{02} \sin \gamma, \end{aligned} \quad (1)$$

где знаки  $P_{01}$  и  $P_{02}$  принимаем с учетом их ориентации относительно осей  $x$  и  $y$ .

Поскольку металлоконструкции машин рассматриваемого класса проектируют как линейные

системы (предполагается линейная связь между приложенными силами и вызываемыми этими силами деформациями и напряжениями, упругопластические деформации не допускаются), достаточно знать их реакции на единичные вертикальные и горизонтальные усилия, что вытекает из следующих положений:

для решения задач механики и конструкционной прочности линейных систем применяется принцип суперпозиции (независимость действия и сложения сил), согласно которому усилия в любом элементе конструкции, вызванные различными физико-механическими факторами, равны сумме усилий, вызванных каждым из этих факторов, и не зависят от порядка их приложения;

согласно векторной алгебре, любой вектор  $\mathbf{a}$  можно представить через прямоугольные декартовые координаты вектора  $\mathbf{a} = a_x \cdot \mathbf{i} + a_y \cdot \mathbf{j}$ , где  $a_x, a_y$  — прямоугольные декартовые координаты вектора;  $\mathbf{i}, \mathbf{j}$  — единичные векторы.

Тогда легко определить реакции элементов конструкции (значения внутренних сил) при любой комбинации произвольного нагружения и по направлениям, и по значениям внешних нагрузок, не выполняя многократно громоздкие расчеты. Достаточно определить реакции силовых элементов от единичных горизонтальных и вертикальных сил на режущей кромке ковша. Далее, используя принцип суперпозиции и масштабные множители для единичных сил, выбираемых с учетом физико-механических свойств горной массы и геометрических параметров режущей кромки, можно вычислить реакцию в любом элементе рабочего оборудования и металлоконструкций верхнего строения экскаватора.

Задача формализации анализа расчетных нагрузений была сформулирована в ходе научно-технической экспертизы машины с неклассической конструктивной схемой рабочего оборудования — концептуальной модели карьерного экскаватора модульного типа с электромеханическими толкателями в качестве приводов подъема и напора [6] (рис. 2). Принципиальные схемы электромеханических толкателей разработаны на базе конструкции роликового винтового механизма [7].

В данной модели экскаватора оба привода реализуют независимые вращательные движения кромки ковша: привод подъема при заторможенном приводе напора обеспечивает движение относительно шарнира  $A$ , а привод напора при заторможенном приводе подъема — относительно шарнира  $B$ . При одновременной работе приводов кромка ковша совершает вращательное движение вокруг шарнира  $B$ , который совершает вращательное движение вокруг шарнира  $A$ . В этом случае кромка ковша движется так же, как и кромка ковша экскаватора

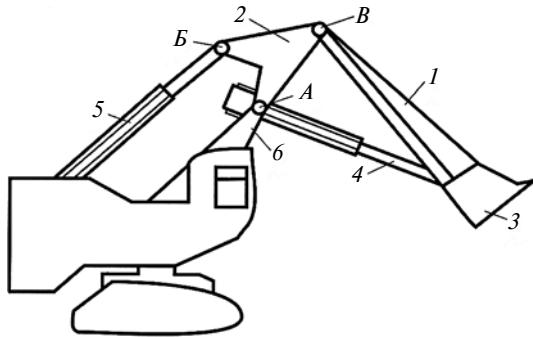


Рис. 2. Схема экскаватора модульного типа с механическими толкателями:

1 — рукоять; 2 — поворотный элемент рабочего оборудования («треугольник»); 3 — ковш; 4 — толкатель напора; 5 — толкатель подъема; 6 — стойка; А, Б, В — шарнирные соединения соответственно со стойкой, толкателем подъема и рукоятью

ЭКГ с классической конструктивной схемой рабочего оборудования, т. е. по эвольвенте.

Алгоритм формализации включает в себя следующие этапы.

1. Анализ механической системы, в которую входят  $N$  взаимосвязанных элементов, составляющих рабочее оборудование и металлоконструкции верхнего строения. Тогда  $e_i$  ( $i = 1, N$ ) —  $i$ -й элемент этой системы.

2. Разработка упрощенной конечно-элементной модели основных элементов конструкции и определение границы конфигурации модели с учетом кинематики экскаватора. Модель составляют из жестких стержневых элементов для исследования распределения усилий в силовых элементах в пространстве состояний системы, определяемом множеством  $\{G\}$ .

3. Численный анализ деформирования при условных единичных горизонтальных и вертикальных нагрузках, воспринимаемых рабочим органом экскаватора в циклекопания при разных положениях элементов рабочего оборудования. Ввиду шарнирного соединения основных элементов рабочего оборудования и металлоконструкций верхнего строения деформирование описывают семейством зависимостей реактивных усилий:

$$R_{r_1 i} = F(\{G\}); \quad R_{b_1 i} = F(\{G\}), \quad (2)$$

где  $R_{r_1 i}, R_{b_1 i}$  — реакции в  $i$ -м элементе при единичных горизонтальной и вертикальной усилиях на кромку ковша.

Результаты можно представлять в графическом виде зависимостей (2) или матрицей  $N \times K$ , содержащей реакции в каждом элементе рабочего оборудования для каждого расчетного положения (таблица). Число  $K$  расчетных положений рабочего оборудования экскаватора определяется в процессе

моделирования и зависит от сложности его конфигурации и кинематики.

Ввиду значительных изменений контролируемых расчетных величин возможно применение неравномерного шага изменения геометрических параметров (длин, углов), определяющих текущую конфигурацию рабочего оборудования.

На данном этапе определяют расчетные положения рабочего оборудования, которые создают максимальные реактивные усилия в силовых элементах, в рассматриваемом примере это нагрузения 2, 3 и 6 (см. таблица).

4. Построение зависимостей реакции  $R_{gi} = F(\{G\})$  в элементах конструкции от распределенной нагрузки от веса металлоконструкций и рабочего оборудования при разных положениях.

5. Исследование законов формирования реакций  $R_{Mi} = F(\{G\})$  в элементах конструкции от веса горной массы в ковше, постепенно заполняемом за циклкопания.

6. Анализ комплексного нагружения на основании установленных на этапах 3—5 реакций на единичные усилия при копании с учетом веса элементов оборудования и веса горной массы в ковше экскаватора, изменяемого в течение цикла работы. В результате определяют суммарные внутренние силовые факторы в элементах оборудования:

$$R_{\Sigma i}(\{G\}) = R_{B_1 i}(\{G\})P_x + R_{\Gamma_1 i}(\{G\})P_y + R_g(\{G\}) + R_{Mi}(\{G\}). \quad (3)$$

Слагаемые  $R_{B_1 i}(\{G\})P_x$  и  $R_{\Gamma_1 i}(\{G\})P_y$  в выражении (3) представляют собой произведения внутренних реакций в  $i$ -м элементе оборудования при действии единичных соответственно вертикальных (индекс  $B_1$ ) и горизонтальных (индекс  $\Gamma_1$ ) усилий от усилий  $P_x$  и  $P_y$  на рабочем органе, которые зависят от физико-механических свойств разрабатываемой горной массы (сопротивление копанию и параметры стружки) и определяются по формулам (1).

#### Расчетные нагрузления экскаватора (реакции силовых элементов)

Номер погружения	Силовые элементы системы				
	$e_1$	$e_2$	$e_3$	...	$e_N$
1	$R_{11}$	$R_{12}$	$R_{13}$	...	$R_{1N}$
2	$R_{21}$	$R_{22}$	$R_{23max}$	...	$R_{2N}$
3	$R_{31}$	$R_{32max}$	$R_{33}$	...	$R_{3N}$
4	$R_{41}$	$R_{42}$	$R_{43}$	...	$R_{4N}$
5	$R_{51}$	$R_{52}$	$R_{53}$	...	$R_{5N}$
6	$R_{61max}$	$R_{62}$	$R_{63}$	...	$R_{6N}$
⋮					
K	$R_{K1}$	$R_{K2}$	$R_{K3}$	...	$R_{KN}$

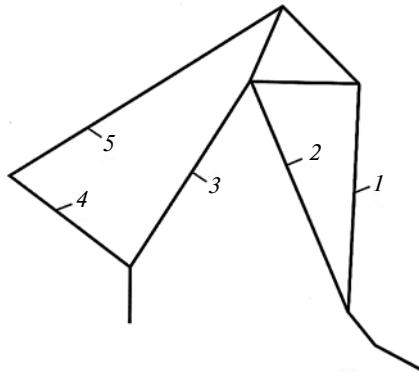


Рис. 3. Стержневая модель:

1 — рукоять; 2 — толкатель напора; 3 — правая часть рамы поворотной платформы и стойки; 4 — левая часть поворотной платформы; 5 — толкатель подъема

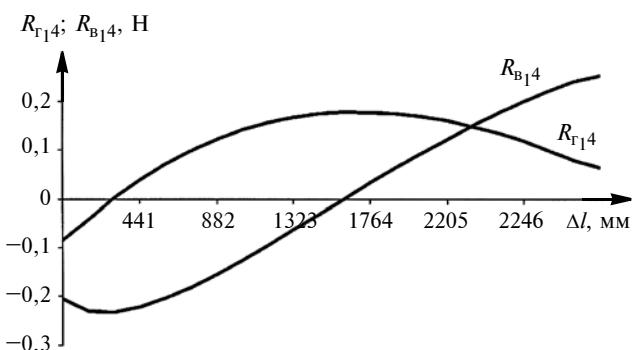


Рис. 4. Зависимости горизонтальной ( $R_{\Gamma_1}$ ) и вертикальной ( $R_{B_1}$ ) осевых реакций стержня 4 от единичных горизонтальной и вертикальной усилий при первом положении толкателя напора длиной 7950 мм от величины  $\Delta l$  выдвижения штока толкателя подъема

Таким образом, выражение (3) описывает внутренние усилия в элементах конструкции во всем пространстве состояний, определяемом множеством  $\{G\}$ .

7. Определение максимального силового фактора для каждого элемента системы в диапазоне рассмотренных расчетных положений и установление положений, которые определяют одно из расчетных нагружений.

8. Согласование расчетных нагрузений для элементов рабочего оборудования с расчетными случаями для базовых элементов (опорно-поворотного устройства, нижней и ходовой рам) металлоконструкций экскаватора.

Была построена стержневая конечно-элементная модель с изменяющимися длинами стержней 2 и 5 (рис. 3). Области возможных состояний системы моделировали изменением длин стержней 2 и 5 в соответствии с предельными положениями толкателей напора и подъема.

Получены зависимости действующих сил на кромку ковша и реакций в силовых элементах от нагрузений. На рис. 4—6 показаны зависимости

для левой части поворотной платформы (см. рис. 3, стержень 4) при неизменном положении толкателя напора и изменяющейся величины выдвижения штока толкателя подъема.

На рис. 4 представлены зависимости осевых реакций стержня 4 от единичных усилий на кромку ковша от величины выдвижения штока толкателя подъема при первом положении толкателя напора длиной 7950 мм. Данные функции являются знакопеременными и имеют экстремум.

На рис. 5 представлены зависимости сил, действующих на ковш при первом положении толкателя напора, от величины выдвижения штока толкателя подъема. Было принято, что масса горной породы, заполняющая ковш, изменяется пропорционально величине втягивания штока толкателя подъема. Силы, действующие на ковш, определены для  $P_{01} = 100$  кН и  $P_{02} = 40$  кН (см. рис. 5). Зависимость  $P_y$  от  $\Delta l$  имеет слабо выраженный максимум, остальные зависимости не имеют экстремумов.

Анализ полученных зависимостей показал, что ввиду многофакторности процессов и их сложности результаты, результирующие в силовых элементах системы

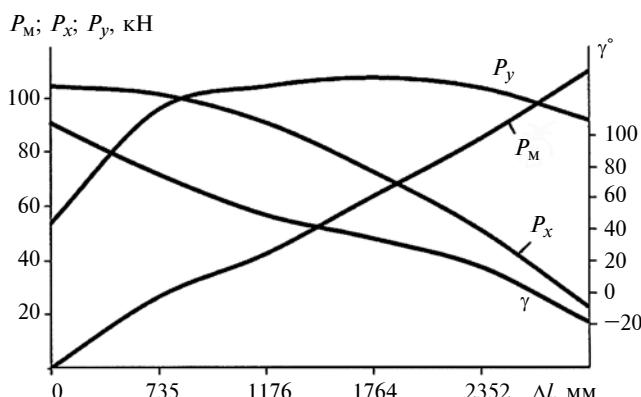


Рис. 5. Зависимости сил  $P_M$ ,  $P_y$ ,  $P_x$ , действующих на ковш при первом положении толкателя напора, и угла  $\gamma$  от величины  $\Delta l$  выдвижения штока толкателя подъема

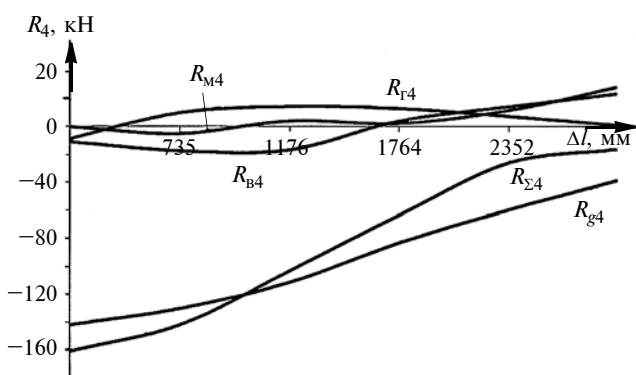


Рис. 6. Зависимости реакций  $R_M$ ,  $R_y$ ,  $R_x$ ,  $R_g$  и их результирующей  $R_{\Sigma4}$  от величины  $\Delta l$  для стержня 4

от их совместного воздействия не очевидны, поэтому необходимы построения интегральных зависимостей.

На рис. 6 представлены зависимости реакций  $R_M$ ,  $R_y$ ,  $R_x$ ,  $R_g$  от величины  $\Delta l$  для стержня 4 и их результирующей  $R_{\Sigma4}$  с минимумом ( $R_{\Sigma4} = -161\,009$  Н) при  $\Delta l = 0$  и максимумом ( $R_{\Sigma4} = 15\,504$  Н) при  $\Delta l = 3040$  мм. В первом случае возможно предельное состояние потери устойчивости при сжатии, во втором — трещинообразования и разрушения при растяжении.

Таким образом, найдены два положения силовых элементов рабочего оборудования, соответствующие расчетным нагрузлениям, которые подлежат дальнейшему анализу на прочность такого конструктивного элемента, как левая часть поворотной платформы. Аналогичные данные получены для всех конструктивных элементов экскаватора, что позволило сформировать перечень расчетных нагрузений для рассматриваемой системы и определить критические нагрузки, определяющие прочностные характеристики, ресурс и надежность машины.

Данный подход апробирован при экспертизе проекта конструкции верхнего строения экскаватора модульного типа с оригинальной кинематической схемой и конфигурацией рабочего оборудования, основанной на применении механических толкателей в качестве силовых приводов [8]. Были установлены расчетные нагрузления и даны рекомендации по их применению при проектировании данной машины.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Петерс Е. Р. Основы теории одноковшовых экскаваторов. М.: Машгиз, 1955. 260 с.
2. Волков Д. П. Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов. М.: Машиностроение, 1965. 464 с.
3. Ананин В. Расчет оптимальных параметров рабочего оборудования карьерного экскаватора с механическим приводом в САЕ-модуле APM Structure 3D // САПР и графика. 2006. № 10. С. 92—96.
4. Павлов В. Анализ расчетных положений рабочего оборудования экскаватора в среде SolidWorks-visual-NASTRAN // САПР и графика. 2007. № 2. С. 38—41.
5. Домбровский Н. Г., Гальперин М. И. Строительные машины. Ч. II. М.: Высшая школа, 1985. 432 с.
6. Доронин С. В. Исследование конструктивных решений и технологий проектирования экскаваторов КТМ: Отчет о НИР. Красноярск: СКТБ «Наука» КНЦ СО РАН, 2010. 259 с.
7. Пат. 2377457 Рос. Федерация: МПК F16H25/22, F16H25/24. Гайка и роликовый винтовой механизм.
8. Экспертиза конструктивных решений и технологий проектирования инновационных изделий машиностроения / С. В. Доронин, В. В. Москвичев, Ю.П. Попиков и др. Красноярск: Институт физики СО РАН, 2011. Препринт № 1. 72 с.

## Эволюция методов оценки точности металлорежущих станков и тенденции ее изменения

### Часть 2. Эволюция понятий и моделей оценок точности металлорежущих станков и тенденции ее изменения

*"Под методом же я понимаю точные и простые правила, строгое соблюдение которых... без излишней траты умственных сил, позволяет достичь истинного познания всего, что уму доступно".*

R. Декарт

Рассмотрены эволюция методов оценки и контроля точности металлорежущих станков, изменения терминологических понятий и характеристик понятия "точность". Приведены взаимосвязи эволюции точности и методов ее определения в сочетании с важнейшими технологическими событиями, которые обеспечили формирование уровня точности станков. Рассмотрено развитие моделей точности станков, приведен соответствующий им математический аппарат для оценок точности и обоснованы области их эффективного применения.

**Ключевые слова:** металлорежущий станок, методы и модели для оценки точности станка.

The evolution of accuracy assessment and control methods of metal-cutting machines, the changing in terminological concept and characteristics of notion of accuracy are considered. The relations of evolutions of accuracy and methods of its determination in combination with the most important manufacturing events, which assured formation of accuracy level of machine-tools, are presented. The development of machine-tools accuracy models is considered, the corresponding mathematical apparatus for accuracy assessment is given and areas of its efficient application are substantiated.

**Keywords:** metal-cutting machine, methods and models for accuracy assessment of machine-tool.

Высокие требования к достижимым параметрам точности обрабатываемых на станках изделий обуславливают необходимость постоянного увеличения точности самих металлорежущих станков. В течение многих десятилетий специалистами в области станкостроения постоянно проводятся работы по достижению требуемых высоких параметров и характеристик точности станков, формирование которых обеспечивается при проектировании, производстве и промышленной эксплуатации станков.

Различные подходы к методам оценки и контроля точности и качества металлорежущих станков, разнообразие терминологических понятий и характеристик, несоответствие предпочтаемости способов оценки станков потребителями и изготовителями обусловлены широким спектром представ-

лений о выходных параметрах точности станков, которые предполагаются одинаково понимаемыми всеми и допускающими аналогичное толкование и одну и ту же смысловую нагрузку.

Структура выходных параметров точности металлорежущего станка и их взаимосвязь с выходными параметрами технологической системы [1], реализующей процесс обработки металлов резанием, результатом которого является изделие, приведена на рис. 1. Свойства изделия, в частности достигаемая точность обработки, формируются во время технологического процесса обработки, характеризуют качество всего технологического процесса и являются его естественными выходными параметрами. При этом технологический процесс рассматривается как последовательность или совокупность взаимосвязанных технологических состояний, позволяющих оценить показатели качества выходных параметров (например, геометрическую точность), достигаемых в результате выполнения отдельных технологических операций.

Таким образом, технологическая система,строенная на основе металлорежущего станка, предназначена для осуществления или всего технологического процесса обработки резанием, или его определенной информационно и технологически законченной части, выполняемой на одном рабочем месте, и обеспечивает формирование изделия с заданными свойствами. Под выходными параметрами технологической системы, одним из элементов которой является станок, понимают достижимые точность и/или производительность выполняемого технологического процесса. При этом показателями качества обрабатываемых изделий, характеризующими отдельные их свойства, являются точность размера, формы и расположения обрабатываемых поверхностей, их шероховатость и физико-механические параметры.

В качестве выходных параметров точности станка также используются (и понимаются) точность размеров, формы и расположения обрабатываемых деталей, и по их отклонениям оценивается точность металлорежущего станка. Очевидно, что одни и те же выходные параметры не могут одновременно

объективно характеризовать точность и качество станка как элемента технологической системы и всю технологическую систему, выходные параметры которой формируются совокупностью всех ее элементов, каждый из которых оказывает собст-

венное влияние на параметры и свойства изделия. Хотя на обработанную на станке деталь влияют и свойства технологической системы, и их проявление всеми ее элементами, но это не позволяет объективно судить о выходных параметрах каждого

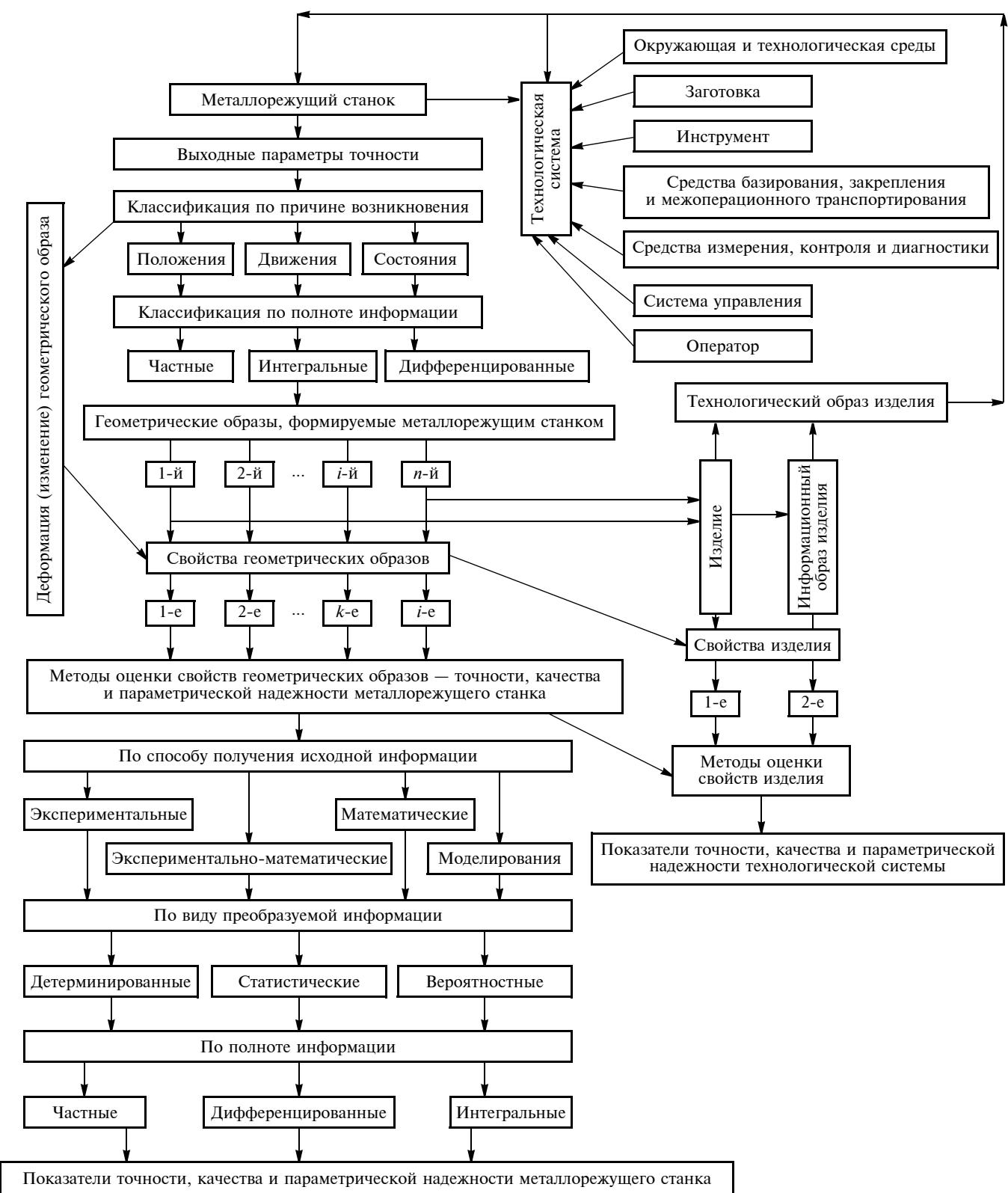


Рис. 1. Структура выходных параметров точности металлорежущего станка и технологической системы

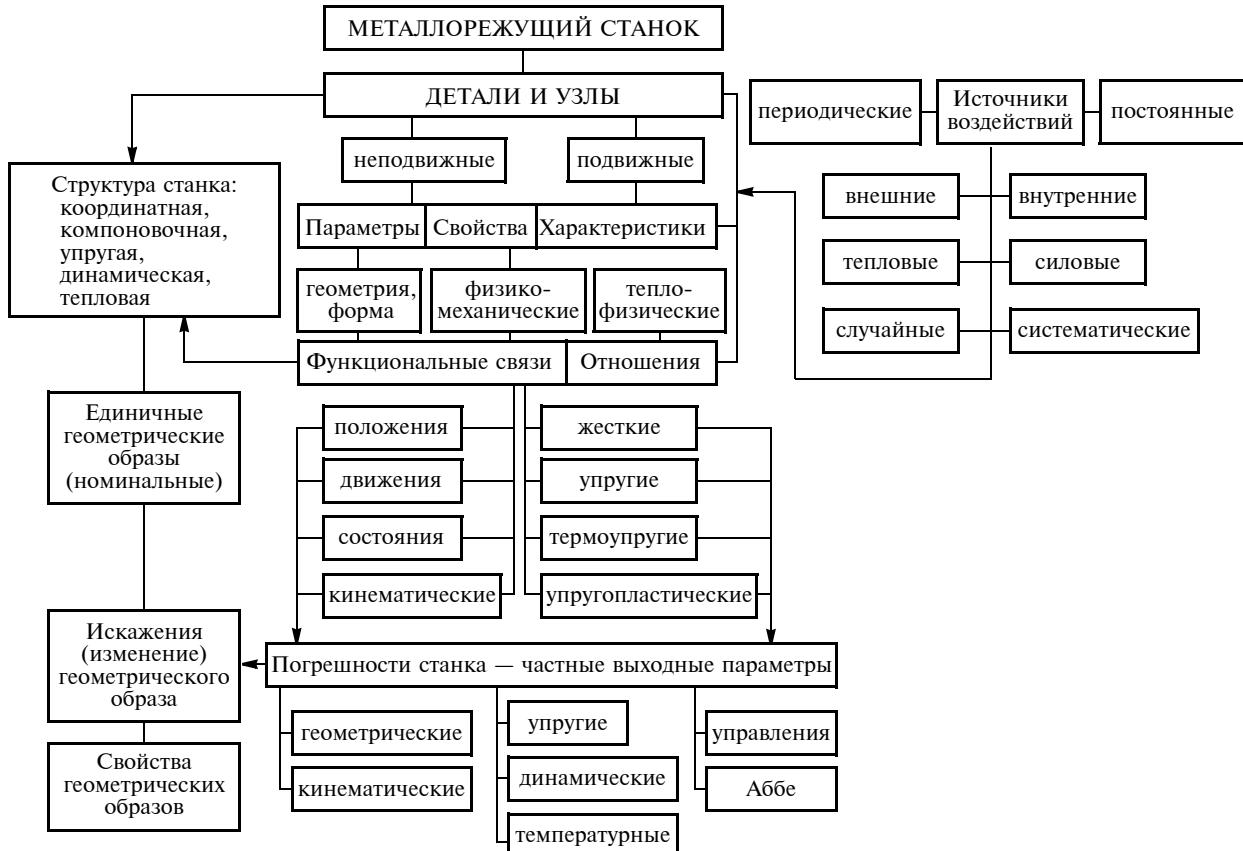


Рис. 2. Выходные параметры и характеристики точности станка

элемента в силу сложных взаимосвязей и взаимодействий между всеми элементами технологической системы.

Для более достоверной оценки точности и качества станков необходимо определить такие их выходные параметры, которые объективно отражают свойства станка, обусловленные его функциональным назначением, и могут быть рассчитаны, оценены и/или определены экспериментально.

Металлорежущий станок при анализе точности рассматривается как система (рис. 2), состоящая из множества деталей и узлов, которые в соответствии с заданными и осуществляемыми функциями делятся на две группы: *неподвижные* и *подвижные*. К ним относятся: станины, колонны, столы, салазки, каретки, направляющие, шпиндельные бабки и т. п., которые сами по себе в разных случаях могут быть как подвижными, так и неподвижными, фиксированными [например, стол может быть как подвижным (с линейным перемещением или вращением), так и неподвижным, т. е. фиксированным, или колонна также может быть как подвижной, так и неподвижной и т. д.]. Детали и узлы в свою очередь характеризуются присущими им параметрами, свойствами и характеристиками: геометрическими размерами и формой, физико-механическими характеристиками материала и его теплофизическими свойствами и параметрами теплообмена с ок-

ружающей средой и сопряженными элементами станка.

Неподвижные и подвижные детали и узлы станка через функциональные связи и отношения образуют различные структуры металлорежущего станка, которые в зависимости от способа формирования их связей и отношений могут характеризовать и определять следующие *структуры: координатную, компоновочную, упругую, динамическую, тепловую, термоупругую и др.*

Отношения между деталями и узлами, а также их связи определяют вид (характер) их взаимодействия: жесткий (неподвижный), упругий, термоупругий и упругопластический.

John Loxham — основатель группы Cranfield Precision — первым обратил внимание на детерминированность точки зрения инженеров-технологов, согласно которой автоматические станки и измерительные машины совершенно повторяемы, как звезды и планеты. Детерминизм в этом смысле является одним из основополагающих принципов в проектировании, обеспечении и достижении точности станков. Детерминизм с точки зрения инженера-технолога предполагает, что нет такого понятия, как случайное поведение, и что каждая часть машины и процесса подчиняется причинно-следственной связи, которую можно объяснить на основании известных инженерных принципов. Детерми-

нированный способ мышления не может признать существование "случайной" ошибки. Считается, что любое поведение станка является результатом некоторых условий, которыми можно управлять, а перечень условий и факторов достаточно мал для того, чтобы им можно было управлять.

Изменения параметров, свойств, характеристик неподвижных и подвижных деталей и узлов, а также их функциональных связей и отношений происходят под воздействием источников дестабилизации их основных видов, таких как силовые и температурные, которые могут быть как постоянными, так и периодическими, случайными и систематическими, внутренними и внешними.

Тогда выходные параметры, характеризующие свойства станка, будут определяться способностью системы сохранять требуемые положения, связи и отношения неподвижных и подвижных деталей и узлов, обусловленные их функциональными назначениями. По причине возникновения отклонений выходные параметры можно разделить на три группы [1–3]: *положения, движения, состояния*.

*Погрешности положения* обусловлены ошибками изготовления и монтажа (а также износом) узлов и деталей станка. К ним относятся такие погрешности, как, например, отклонение от перпендикулярности оси шпинделя к плоскости стола, отклонение от параллельности оси шпинделя направляющим, отклонения от параллельности/перпендикулярности направляющих и т. п.

Исходя из функционального назначения элементов станка, погрешности положения определяют в виде характеристик (табл. 1) взаимных положений в выбранной системе координат таких типовых геометрических элементов, как точка — точка, точка — линия, линия — линия, линия — плоскость, плоскость — плоскость.

*Погрешности движения* обусловлены ошибками изготовления, монтажа и управления подвижными элементами станка. К ним относятся погрешности: кинематические, функционирования, тра-

ектории движения рабочих органов, позиционирования и т. п. Следовательно, любые отклонения как в пространстве, так и во времени от заданного закона изменения таких их типовых геометрических элементов, как точка, линия, плоскость, объем, или взаимного относительного движения подвижных деталей и узлов станка в выбранной системе координат типовых геометрических элементов (точка — точка, точка — линия, точка — плоскость, линия — линия, линия — плоскость, плоскость — плоскость) обуславливают и отражают требуемые функциональные законы их движения.

К *погрешностям состояния* относят отклонения, вызванные изменением состояния узлов и деталей станка вследствие статических и динамических воздействий на них силовых, тепловых и других видов энергии. К ним относятся, например, вибрации, упругие и тепловые деформации и т. п. Тогда характеристики положения, движения или состояния геометрических объектов деталей и узлов металорежущих станков могут быть описаны аналитическими зависимостями (табл. 2), которые определяют геометрические свойства их положения в пространстве и изменение состояния вследствие силовых и тепловых воздействий (см. рис. 1).

Все это обуславливает, формирует и определяет совокупность погрешностей (параметров точности) металорежущего станка (см. рис. 2): геометрических, кинематических, упругих, динамических, температурных погрешностей, а также погрешностей управления (аппроксимации) и Аббе (погрешности из-за качания подвижного органа относительно горизонтальной и вертикальной осей), которые в отдельности в достаточной степени описаны, систематизированы и представлены в отечественных и зарубежных стандартах. Рассмотренные погрешности зависят от многих факторов, поэтому они являются функциями состояний основных элементов. Под состоянием в широком смысле этого слова понимается совокупность пространственных, временных и энергетических параметров, опреде-

**Характеристики положения и ориентация геометрических объектов**

**Таблица 1**

Геометрический объект	Точка $A_1(x_1, y_1, z_1)$	Линия $\frac{x-x_1}{x_2-x_1} = \frac{y-y_1}{y_2-y_1} = \frac{z-z_1}{z_2-z_1}$	Плоскость $A_1x + B_1y + C_1z + D_1 = 0;$ $\begin{cases} F_1(x, y, z) = 0; \\ F_2(x, y, z) = 0 \end{cases}$	Поверхность
Точка $A_2(x_2, y_2, z_2)$ Линия $\frac{x-x_2}{x_4-x_3} = \frac{y-y_2}{y_2-y_1} = \frac{z-z_2}{z_2-z_1}$ Плоскость $A_1x + B_1y + C_1z + D_1 = 0;$ $\begin{cases} F_3(x, y, z) = 0; \\ F_4(x, y, z) = 0 \end{cases}$ Поверхность	Расстояние; вектор — Расстояние; вектор Расстояние; вектор	Кратчайшее расстояние Пересекающиеся; скрещивающиеся; параллельные Ориентация; положение Ориентация; положение	Кратчайшее расстояние Ориентация; положение Ориентация; положение Ориентация; положение	Расстояние; вектор Ориентация Ориентация; положение Ориентация; положение Ориентация; положение

ляющих значения данной функции. Областью состояний для одноименной погрешности является множество значений погрешности внутри рабочего объема станка.

Прогресс в обеспечении точности обработки и точности металлорежущих станков связан с развитием методов моделирования и методов оценки точности, эволюцию которых иллюстрирует табл. 3, согласно которой в 1940—1960 гг. были предложены расчетно-аналитические и статистические методы оценки точности обработки, а также методы анализа размерных цепей. В 1960—1980 гг. появились новые подходы к объяснению и формированию параметров и характеристик точности, их взаимосвязей и взаимовлияний на конечные выходные показатели: векторный анализ объемной точности, вероятностная модель изменения точности станка во времени, метод координатных систем с деформируемыми связями.

В 1980—2000 гг. происходили дальнейшее развитие методов описания механизмов формирования выходных параметров точности станка, углубление знаний о взаимодействии, взаимосвязях и взаимозависимостях между составляющими элементарных погрешностей, т. е. появились и совершенствовались анализ составляющих погрешностей, вариационный метод расчета поведения станков, геометрическое представление однородных преобразований координатных систем, методы исследования и оценки на основе однородных преобразований координатных систем точности движений формообразования и квазистатической кинематики твердого тела.

В 2000—2016 гг. повышение точности станков в дополнение к традиционным конструкторско-технологическим методам развивается на основе применения систем коррекции и управления с использованием функциональных возможностей систем ЧПУ и уже известных методов оценки точности, а также на основе создания их различных модификаций с применением теории нейронных сетей, авторегрессионного анализа, теории Грей-систем, статистических методов повышения геометрической точности и др.

Продолжаются работы по созданию системных представлений о точности станков и методов ее оценки, изучаются объемные ошибки нетвердого тела, объемные 3D-ошибки твердого и нетвердого тел, структурная точность и точность образов, формируемых станком, на основе функций поля состояний, экспоненциальная модель интеграции геометрических ошибок станка, модель общих смешений из-за погрешностей частей деталей станка и обрабатываемой детали в системах координат КИМ.

В табл. 3 приведены в исторической последовательности основные принципы, применяемые, используемые и реализуемые в методах оценки показателей точности станков, а также технические и технологические события, приводящие к качественному изменению конструктивно-компоновочных решений самих станков, повышению их точности и функциональных возможностей, что требует соответственного изменения методов оценки, которые должны быть адекватными уровню качества станка.

На современном этапе таким техническим событием можно считать мехатронный подход, который позволяет реализовать синергетический эффект функционального интегрирования [4, с. 3] в виде улучшения таких технических и эксплуатационных параметров устройств, как надежность, эффективность, удельное энергопотребление и т. д., а также создавать уникальные компоненты и системы, в целом не реализуемые без использования подобных технологий разработки и изготовления мехатронных модулей движения. Первым качественным прорывом было создание информационно-управляющих компонентов на базе 2D-микроэлектронных технологий. До последнего времени подобные компоненты остаются лидерами процесса интеллектуализации и практически уже не лимитируют общий прогресс миниатюризации технических систем в целом.

Для упомянутого прогресса наиболее важным стала микроминиатюризация сенсорных компонентов на базе 3D-микросистемных технологий, появление микроэлектромеханических систем (МЭМС) и микрооптоэлектромеханических сис-

Таблица 2

**Характеристики геометрических объектов**

Положение	Движение		Состояние	
	Траектория	Динамика	Стационарное	Нестационарное
$F(u) = F(x, y, z) = 0;$ $F(u^l) = F(x^l, y^l, z^l) = AF(x, y, z) + \xi;$ $A = \frac{dF(u^l)}{du};$ $J = \det A \neq 0$	$\sum \left\{ \frac{d}{d} \left( \frac{dL}{dq_i} \right) - \frac{dL}{dq_i} = Q_i \right\}$	$\Sigma F = \Sigma ma;$ $m \frac{d^2 u}{dt^2} + b \frac{du}{dt} + ru + f = 0;$ $u \wedge (\vee) u^l$	$\frac{d^2 \Omega}{du^2} = 0;$ $\Omega = \Omega_0 _{u=u_0};$ $\frac{d\Omega}{du} = p \vee k\Delta\Omega$	$\frac{d^2 \Omega}{dt^2} = \frac{d^2 \Omega}{du^2};$ $\Omega = \Omega_t _{t=t_0};$ $\Omega = \Omega_0 _{u=u_0};$ $\frac{d\Omega}{du} = p \vee k\Delta\Omega$

## Методы оценки точности металлорежущих станков

Автор	Годы публикаций	Методы исследования, анализа и оценки точности станка	Объект оценки. Показатели, параметры, характеристики оценки	Событие: техническое или технологическое/ Достижимая точность обработки, мкм
Н. Г. Бруевич	1941, 1946	Вариация функции входных и выходных параметров	Положение конечного звена	—/60
Н. А. Бородачев	1950	Теоретико-вероятностные и статистические методы	Деталь. Метрологические свойства детали	—
А. П. Соколовский	1952	Расчетно-аналитические и статистические методы оценки точности обработки и ее составляющих	Деформации и погрешности технологической системы	—
Б. С. Балакшин	1957	Размерные цепи	Деталь. Метрологические свойства детали	Числовое программное управление (NC)/30
А. С. Проников	1971, 1982	Вероятностная модель изменения во времени точности станка. Программный метод испытаний	Изменение во времени выходных параметров точности станка	ШВП — 1969 г. Линейные направляющие качения — 1971 г.
R. Schultchik	1977	Векторный анализ объемной точности	Тестовая деталь	Компьютерное программное управление (CNC)
Б. М. Базров	1978	Метод координатных систем с деформируемыми связями	Изменение вектора конечных звеньев размерной цепи станка	—
А. П. Кузнецов	1979, 1983	Структура, формирование, деформация и искажения геометрических образов	Параметры точности геометрических образов, формируемых станком	Программная коррекция
R. Donaldson	1980	Анализ составляющих погрешностей	Составляющие погрешностей станка	—/5
W. Knapp	1983, 1998	Статистические методы, методы повышения геометрической точности		—
Weck M.	1984	Методология точности станков		—
Д. Н. Решетов, В. Т. Портман	1986	Вариационный метод расчета поведения станков	Характеристики точности цепи формообразования	—
P. H. J. Schelekens	1986	Моделирование точностного поведения станков	—	Измерительные преобразователи
M. Donmez	1986	Преобразование форм соединительных элементов	—	Миниатюризация компонентов и элементной базы, преобразователей энергии и информации
F. Theuws	1991	Однородные преобразования координатных систем	Изменение вектора конечных звеньев размерной цепи станка	Компьютерное программное управление на базе персональных компьютеров (CNC/PC)
A. Slocum	1992	Однородные преобразования координатных систем	Изменение вектора конечных звеньев размерной цепи станка	—
J. A. Soons	1992	Термомеханический анализ квазистационарного состояния	—	—
V. S. B. Kiridena	1993	Кинематика твердого тела (квазистатическая) и однородные преобразования координатных систем	Метод ball bar — оценка геометрических параметров отклонений в плоскости перемещений	Изменение формы преобразования электрической энергии в механическое перемещение рабочего органа
H. Soons	1993	Однородные преобразование координатных систем	Изменение вектора конечных звеньев размерной цепи станка	Мехатронные модули движения
T. Moriwaki, N. Sugimura, Y. Miao	1993	Точность движений формообразования на основе однородных преобразований координатных систем	Характеристики точности цепи формообразования	—
J. Chen	1993, 1996	Кинематика твердого тела, нейронные сети	—	—

Автор	Годы публикаций	Методы исследования, анализа и оценки точности станка	Объект оценки. Показатели, параметры, характеристики оценки	Событие: техническое или технологическое/ Достижимая точность обработки, мкм
P. M. Ferreira	1994	Кинематика твердого тела (квазистатическая) и однородные преобразования координатных систем	Изменение вектора конечных звеньев размерной цепи станка	—
H. Nakazawa	1994	Принципы прецизионного проектирования на основе независимых функций и состояний	Изменение выходных параметров точности станка	—
H. A. M. Spann	1995	Однородные преобразования координат. Программный метод компенсации	Изменение вектора конечных звеньев размерной цепи станка	—
Min S. Hohg, K. Ehmann	1995	Система поверхностных форм	Метод прогнозирования топографии инженерных поверхностей на основе моделей кинематики станков и геометрии режущего инструмента	—
H. Yang	1996	Нейронные сети	—	—
J. Ni	1997	Преобразование координатных систем, авторегрессионный анализ	Изменение вектора конечных звеньев размерной цепи станка	Профильные рельсовые направляющие Ball Cage — 1996 г.
I. Inasaki, K. Kishinami, S. Sakamoto, Y. Takeuchi, F. Tanaka	1997	Теория движений формообразования	Положение TCP — точка центра инструмента	—
H. Yang, Lee	1998	Нейронные сети + система измерения и контроля	—	—
J. Wang	1998	Теория Грей-систем	—	—
V. Portman, I. Inasaki, M. Sakakura, M. Iwatake	1998	Образование форм системой станка	Характеристики точности цепи формообразования	—
A. C. Okafor, Y. M. Ertekin	2000	Кинематика твердого тела	—	—/1
Mize, Zeigert	2000	Нейронные сети	—	—
R. Ramesh	2000, 2004	Нейронные и байесовские сети	—	—
C. Wang, O. Svoboda, P. Bach, G. Liotto	2004	Объемные ошибки нетвердого тела при диагональном методе их описания	Лазерный интерферометр. R-тест	—
S. Mekid, J. Jedrjewski, T. K. Kiong, C. Wang	2009	Анализ составляющих точности. Объемные 3D-ошибки твердого и нетвердого тел	Лазерный трекер. Шагово-диагональный метод	Интеграция информационных систем и систем управления
A. П. Кузнецов	2011	Структурная точность и точность геометрических образов, формируемых станком, метод оценки как функции поля состояний	Деформация геометрических образов, формируемых станком как функции поля состояний	—
S. Ibaraki, W. Knapp	2012	Обобщение методов оценки и контроля параметров точности 3- и 5-координатных станков	Методы контроля: лазерные; бол-бар; R-тест; тестовая деталь	—
G. Fu, J. Fu, Y. Xu, Z. Chen	2014	Экспоненциальная модель интеграции геометрических ошибок станка	Двойной ball bar	—
Jie Gu, J. S. Agapiou, S. Kurgin	2016	Модель общих смещений из-за погрешностей частей деталей станка и обрабатываемой детали в системах координат КИМ	Деталь и погрешности установки на столе станка	—

тем (МОЭМС). Основными компонентами, содержащими дальнейшую миниатюризацию технических систем, являются исполнительные (силовые) компоненты. Они до настоящего времени базируются в основном на технических идеях двигателей XIX века. Их будущий прогресс связан с созданием микроминиатюрных исполнительных устройств. Мехатронный подход к проектированию технических систем на основе общесистемных критериев, соответствующих основным требованиям к системе, перспективен в первую очередь для технических систем, расширение функционального назначения и номенклатуры которых не предполагается. Системно-мехатронный подход значительно сложнее модульно-мехатронного в силу большей сложности объекта оптимизации. Даже оставаясь нереализуемым, он служит конечной целью, к которой следует стремиться. Сложность системно-мехатронного подхода логично объясняет тот факт, что мехатроника началась именно с создания однофункциональных компонентов [4]. Следовательно, особенности мехатронного подхода позволяют получать синергетический эффект функционального интегрирования в виде улучшения технических и эксплуатационных параметров устройств.

Базовые концептуальные положения методов оценки точности станков, которые легли в основу принципов построения методов их оценки, можно считать основанными на наиболее ранней работе [5] относительно постановки вопроса определения точности механизмов и предложенного соответствующего метода решения. В работе [5] за идеальный принят "механизм, осуществляющий предписанный закон движения с абсолютной точностью, а ошибки механизма происходят от следующих непосредственных причин: ошибки в размерах и конфигурации звеньев, зазоры в кинематических парах, проскальзывание во фрикционах, отступления от правильной схемы механизма. В механизмах с динамическим определением движения некоторых звеньев добавочными источниками ошибок являются вредные сопротивления — силы трения, сопротивления среды". Перечисленные причины ошибок названы "первичными" ошибками, которые можно разделить на систематические, случайные и грубые [5, с. 3]. Далее отмечается, что "важны условия работы механизмов — его силовые и тепловые нагрузки, приводящие к искажению размеров звеньев" и что "ошибка положения ведомого звена механизма равна:

$$\Delta\varphi = \varphi - \varphi_0 = \sum_s \left( \frac{\partial\varphi}{\partial q_s} \right)_0 \Delta q_s,$$

где  $\varphi_0 = \varphi_0(q_s)$ ,  $\varphi = \varphi(q_s + \Delta q_s)$  — положение ведомого звена идеального механизма, положение ведомого звена механизма, отличающегося от идеально-го;  $q_s$ ,  $\Delta q_s$  — заданные независимые между собой

параметры, определяющие положение ведущих звеньев и размеры всех звеньев, первичные ошибки механизма" [5, с. 4, 5]. Далее указано [5, с. 6]: "Если функция  $\varphi$  есть функция не зависимых между собой параметров  $a_j$ , которые в свою очередь зависят от некоторых параметров  $q_{jk}$  (из числа параметров  $q_s$ ), тогда:

$$\begin{aligned} \Delta\varphi &= \sum_s \left( \frac{\partial\varphi}{\partial a_j} \right)_0 \Delta a_j + \sum_s \left( \frac{\partial\varphi}{\partial q_s} \right)_0 q_s = \\ &= \sum_s \left( \frac{\partial\varphi}{\partial a_j} \right)_0 \sum_k \left( \frac{\partial a_j}{\partial q_{jk}} \right)_0 \Delta q_{jk} + \sum_s \left( \frac{\partial\varphi}{\partial q_s} \right)_0 q_s. \end{aligned}$$

Согласно работе [6, с. 26] "предложенная модель характерна тем, что в ней на основе использования принципа малости погрешностей получены аналитические выражения, явно связывающие входные и выходные параметры металорежущего станка. В качестве входных параметров модели рассматриваются погрешности положения узлов и элементов станка, вызванные различными физическими причинами, а в качестве выходных — погрешности размеров, расположения и формы обработанных на станке поверхностей. Это позволяет связать между собой две группы оценок точности станка: по пробным образцам и по набору точностных характеристик элементов станка". Таким образом, предложена [6, с. 39] основная формула  $r_0 = \prod_{i=1}^n A_{i-1, i}^{j_i} r_n$ , представляющая собой модель формообразующей системы, которая связывает координаты формообразующих точек инструмента с координатами обрабатываемой детали [6, с. 39, 43], а "...расчет точности станка основан на преобразовании функции формообразования — ее варьировании

$\Delta y = \sum_s \left( \frac{\partial f}{\partial x_j} \right) \Delta x_j$ , где  $y = f(x_1, \dots, x_n)$ , что соответствует модели формообразующей системы" [6, с. 74, 77].

В работе [6, с. 78] указано, что рассматривается "векторная погрешность положения точки обработанной поверхности, а произвольный вектор  $r$  в общем случае получает малое возмущение  $\Delta r$  каждой своей декартовой координаты  $r$  и может быть представлен в виде:

$$\Delta r = \delta A \cdot r, \quad (1)$$

где  $\delta A$  — матрица вариации с элементами  $\delta_{ij}$  ( $i = 1, 2, 3$ ;  $j = 1, 2, 3, 0$ ),  $r = (x, y, z, 1)^T$ .

Рассмотрение методов моделирования и оценок точности станков (см. табл. 3) показало, что авторы часто определяют точность  $\delta E$  как изменение радиус-вектора между точкой детали и точкой центра инструмента ( $TCP$  — Tool Center Point) и рассчитывают как последовательность произведения матриц однородных (аффинных) преобразова-

ний (*HTM* – Homogeneous Transformations Matrices) размерности  $4 \times 4$  координатных систем *n* подвижных элементов станка (обобщение для 3-, 4- и 5-координатных станков в работах [7–9]):

$$\delta E = T_{TCP}^{ideal} - T_{TCP}^{real} = \prod_1^n (T_i^R T_i^P)^{ideal} - \\ - \prod_1^n (T_i^R T_i^P)^{real} = \prod_1^n (ET_i^R ET_i^P)^{error}, \quad (2)$$

где  $T = T^R T^P = \begin{bmatrix} R & P \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$ ,  $R$  и  $P$  – соответственно мат-

рица вращений ( $3 \times 3$ ) и трансляций ( $1 \times 3$ ) и их матрицы погрешностей  $ET_i^R$  и  $ET_i^P$ ;  $n$  – число координатных систем в цепи инструмент (*TCP*) – деталь (иногда также рассматриваются последовательные преобразования в системах инструмент – основание и основание – деталь, а погрешность определяют как разность их погрешностей).

Составляющие погрешностей станка и их детальное описание, систематизация и классификация приведены в работах [2, 3, 10–12]. Во всех случаях применения указанных методов рассматриваются вариации элементов с разнообразным набором погрешностей: от только геометрических (наиболее часто) до геометрических и температурных, силовых и т. п.

Преобразования координатных систем в зависимости от решаемой задачи выполняют операторы  $T$ , которые осуществляют:

евклидово преобразование координат, не допускающее изменения формы, т. е. можно перемещать, вращать и изменять масштаб;

аффинное преобразование координат, допускающее изменение формы, т. е. можно перемещать, сдвигать, вращать и изменять масштаб, но не менять структуру формы и при этом прямые линии остаются прямыми, параллельные – параллельными и т. п.;

проективные преобразования координат, допускающие изменение структуры формы, т. е. можно перемещать, сдвигать, вращать и изменять масштаб и структуру формы, но прямые линии всегда остаются прямыми;

преобразования топологий, допускающие изменения формы, т. е. можно перемещать, сдвигать, вращать, изменять масштаб и форму, но точки всегда должны принадлежать соответствующей линии, линии – соответствующей поверхности и т. п. Иными словами, оператор каждой группы преобразований оставляет инвариантными те или иные свойства геометрических фигур.

Изделие, как материальное образование, при функционировании всей технологической системы формируется во множестве геометрического места точек рабочего объема станка, которое состоит из

множества геометрического места точек, занимаемого собственно изделием; множества геометрического места точек, которое занимал бы рабочий инструмент в процессе выполнения физического процесса формообразования при воздействии на обрабатываемый материал, и множества рабочего пространства, в котором отсутствует взаимодействие рабочего инструмента и изделия, а осуществляются лишь установочные и вспомогательные перемещения. Объединение указанных множеств образует геометрическое место точек рабочего объема станка, в котором формируются свойства обрабатываемых изделий и геометрических образов.

Геометрический образ  $\Psi$  изделия образуется без выполнения технологического процесса резания металлорежущим станком такой же совокупностью одновременных взаимосвязанных относительных движений рабочих органов станка, как и при выполнении физического процесса формообразования. Следовательно, возникающие при этом отклонения свойств геометрического образа обусловливаются только факторами и процессами, протекающими в станке при его работе. Геометрический образ изделия может быть представлен в виде множества единичных геометрических образов  $\Psi^{el}$ , последовательно формируемым станком в его рабочем объеме. В общем случае формирование единичного геометрического образа осуществляется **совокупностью одновременных взаимосвязанных относительных движений рабочих органов станка по управляемым координатам  $X, Y, Z, \omega_x, \omega_y, \omega_z$** .

Относительное положение детали и инструмента – это понятие, а не величина, так как и деталь, и инструмент являются телами, которые характеризуются различными свойствами – размером, формой, положением в пространстве и т. п. Следовательно, относительное положение – это системное понятие, элементами которого являются деталь и инструмент, связи и отношения между которыми определяют структуру, а параметры, характеристики и свойства описывают и определяют его. Относительное положение в каждый момент времени – это разные свойства положения, движения и состояния.

Например, геометрические отношения точка – точка, точка – линия, линия – линия, линия – поверхность, плоскость – поверхность и т. п. по-разному определяют относительное положение детали и инструмента и зависят от выбора этих элементов и описания, масштаба, соотношения с другими элементами и друг с другом. Так, в качестве точки, линии, плоскости может быть выбрана деталь в целом, поверхность детали, точка на детали, центр тяжести, центр инерции и т. п. Все это будет определять как математическую модель, методы описания и решения, так и степень приближения к реальным процессам и описание их поведения.

Движение стола станка вдоль координатного направления можно рассматривать в точке на поверхности стола, точке центра тяжести масс, в трех точках, как движение плоскости стола и др. Положение инструмента при оценке точности станка также можно рассматривать, как часто принято (см. табл. 3), в виде точки центра инструмента (*TCP*) — аналога точечного геометрического образа, изменение положения которого в пространстве относительно идеального (номинального, заданного) положения или закона изменения этого положения позволяет с определенной долей вероятности оценивать точность станка. Очевидно, что инструмент (как тело) также может быть представлен в виде точки, линии, поверхности и т. п. Из сказанного видно, что способ задания тел и методы описания их взаимного поведения будут определять достоверность оценок точности станка.

Число и характер движений рабочих органов станка обусловливают возможность воспроизведения вполне определенного набора единичных геометрических образов, которые дают представление о технологических возможностях станка в целом. Очевидно, что вид единичных геометрических образов  $\Psi^{\text{ед}}$  определяется и зависит от вида множества  $\Psi_2$  — геометрического места точек инструмента, которое может быть точечным, линейным, криволинейным, пространственным, плоским, объемным. Поэтому структурная формула единичных геометрических образов имеет следующий общий вид [1, 11]:  $\Psi^{\text{ед}} = AXYZ\omega_x\omega_y\omega_z(\Psi_2)$ , а общее структурное уравнение единичных геометрических образов в матричном виде будет определяться выражением [13]:  $\Psi^{\text{ед}} = M_n^P M_n^D \times \dots \times M_1^P M_1^D M[\Psi_2]$ , где  $n$  — число координатных систем;  $M_n^P$  — матрица  $(4 \times 4)$  исходных положений координатных систем;  $M_n^D$  — матрица движений координатных систем;  $M[\Psi_2]$  — матрица движущегося объекта (точка, линия и т. д.).

Тогда общее число наиболее характерных видов единичных геометрических образов, обусловленных первыми четырьмя указанными выше видами множества  $\Psi_2$ , будет равно 252 или в общем виде число геометрических образов составит

$$N(\Psi^{\text{ед}}) = K(\Psi_2) \times \sum_{i=1}^6 C_6^i, \text{ где } K(\Psi_2) — \text{число видов множества } \Psi_2.$$

Часть геометрических образов, формируемых станком, для различных видов множества  $\Psi_2$  приведена в табл. 4, а идеальные (номинальные) геометрические образы 1-го порядка показаны на рис. 3.

Следовательно, погрешности единичных геометрических образов могут быть определены как

наибольшая разность их номинальных (заданных) и фактических (реальных) значений [1, 2, 11]:

$$\delta m_r = \text{Sup}\{(M^P B^\alpha M^D)_n (M^P B^\alpha M^D)_{n-1} \times \dots \times (M^P B^\alpha M^D)_1 m_r(\Psi_2)]^\Phi - [(M^P B^\alpha M^D)_n \times \dots \times (M^P B^\alpha M^D)_{n-1} \times \dots \times (M^P B^\alpha M^D)_1 m_r(\Psi_2)]^H\}, \quad (3)$$

где  $n$  — число узлов и деталей станка, участвующих и учитываемых в формировании единичного геометрического образа;  $m_r(\Psi_2)$  — матрица режущего инструмента;  $M^P$  и  $B^\alpha$  матрицы начальных положений и матрицы погрешности линейных и угловых положений;  $M^D$  — обобщенная матрица движений.

Таблица 4  
Виды геометрических образов, формируемых станком

Номер п/п	Вид множества $\Psi_2$	Координатная формула геометрического образа	Вид геометрического образа
1	Точечный		
2	Линейный		
3	Криволинейный		
4	Точечный		
5	Линейный		
6	Криволинейный		
7	Точечный		
8	Точечный		
9	Линейный		

По величине этого отклонения можно судить о точности металлорежущего станка. Отклонение свойств реальных геометрических образов от их номинальных значений определяют в направлениях, перпендикулярных плоскости  $i$ -й точки номинального образа. Для этого находят уравнение нормали в  $i$ -й точке, а затем определяют расстояние между  $i$ -й точкой номинального образа и  $i$ -й точкой реального образа, находящейся в точке пересечения его с нормалью. Указанную процедуру

осуществляют для всех  $N$  геометрических образов, формируемых металлорежущим станком и для каждого  $j$ -го свойства. Тогда интегральный показатель точности станка по  $j$ -му свойству составит:  $m_r^j = \max(\delta m_r^j)_N$ .

Частным случаем выражения (3) при условии неизменности значений матриц начальных положений и движений деталей и узлов станка являются выражения (1) и (2) при представлении инструмента в виде вектора его точки (в том числе и как

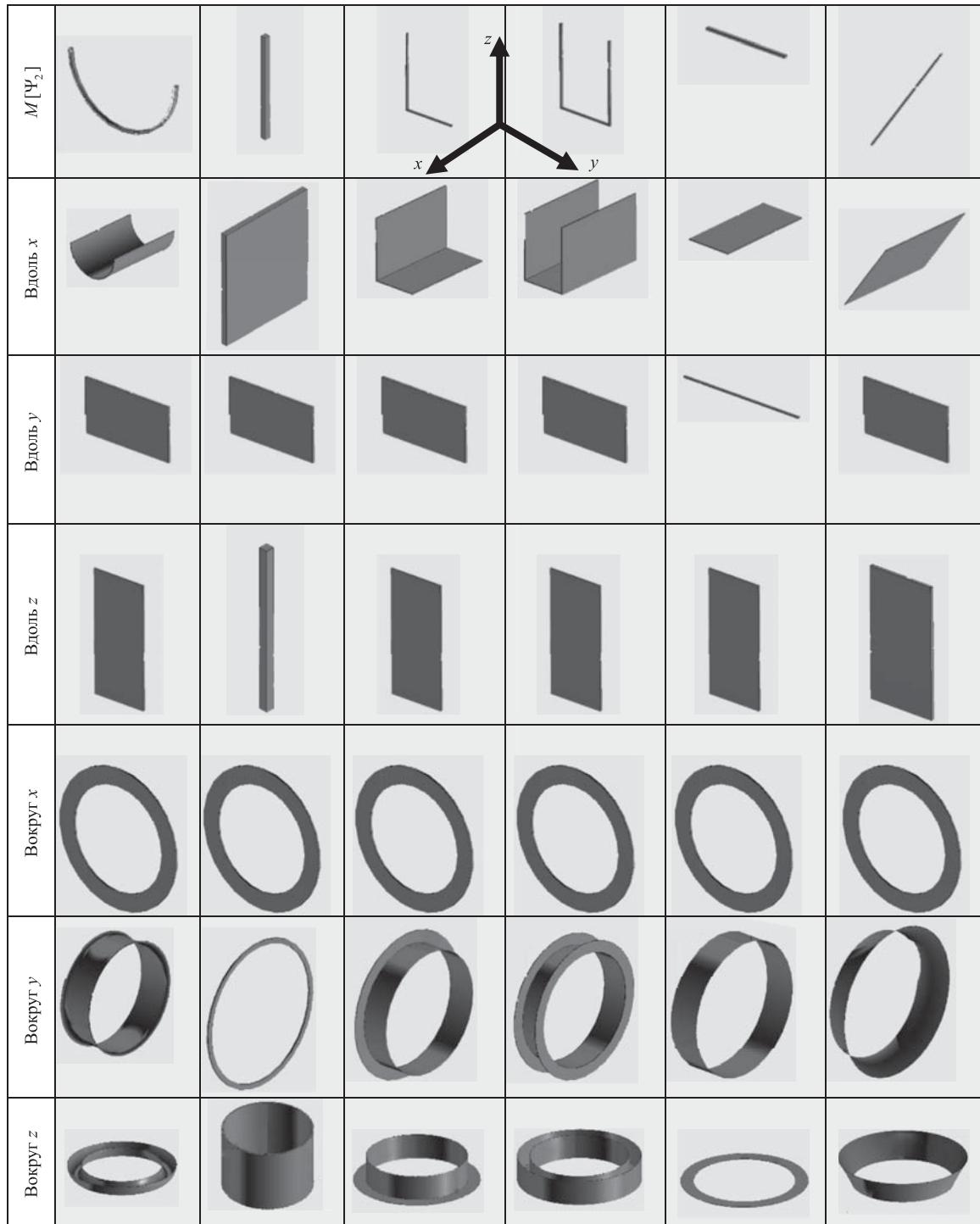


Рис. 3. Геометрические образы 1-го порядка



Рис. 4. Составляющие поля функции состояний погрешностей станка

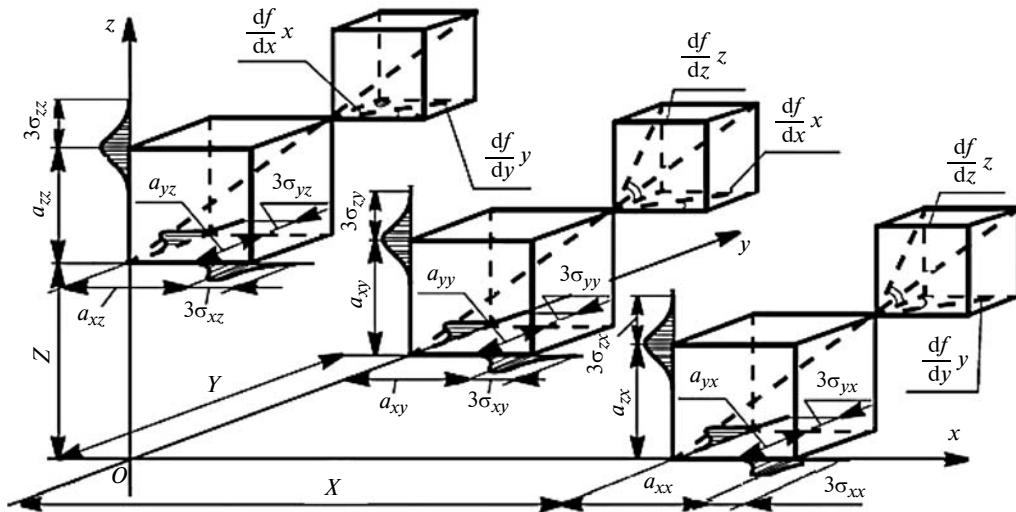


Рис. 5. Составляющие погрешности в поле пространственных состояний

*TCP*). Кроме того, очевидно, что точечные геометрические образы являются мерами оценки геометрических параметров точности станка, метод оценки ball bar [12] соответствует точечному геометрическому образу 2-го порядка (см. табл. 4), а диагональный метод оценки [12] соответствует точечному геометрическому образу 3-го порядка (см. табл. 4).

При всех методах оценки точности важнейшими элементами системы являются параметры и характеристики элементарных составляющих погрешностей (см. рис. 2), их число, способ определения и метод применения в составляющих матриц погрешностей. Рассматриваемые погрешности зависят от многих факторов, т. е. являются функциями состояний основных элементов (см. рис. 2 и 4) станка и выражаются как

$$a_{ij} = f(x, y, z, \alpha, \beta, \gamma, P, T^0, \tau), \quad (4)$$

где  $T^0$  — температура;  $\tau$  — время.

Под состоянием в широком смысле этого слова понимается совокупность пространственных, временных и энергетических параметров, определяющих значения данной функции. Областью состояний для одноименной погрешности является множество значений погрешности внутри множества  $\Psi$  рабочего объема станка. В то же время каждая погрешность матрицы является функцией поля состоя-

ний и может выражаться либо аналитически (4), либо в виде матрицы размера  $m \times n$ :

$$a_{ij} = \begin{pmatrix} a_{11} & \dots & a_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{m1} & \dots & a_{mn} \end{pmatrix}.$$

Формирование погрешности геометрического образа происходит в поле функции состояний и при изменении состояния определяется разностью состояний одноименных погрешностей. Если матрица состояний погрешностей остается неизменной при движении или действии энергии какого-либо вида, то погрешность геометрического образа формироваться не будет. Характеристики функций состояний матрицы будем обозначать соответствующими индексами: индексом "1" — исходное состояние, а последующие состояния — индексом более высокого порядка. Например, при переходе из состояния 1 в состояние 2 возникает одноименная погрешность, равная разности состояний:  $\delta m_r = \delta m_r^2 - \delta m_r^1$ .

Погрешности  $a_{ij}$  в поле пространственных состояний (рис. 5) рассматриваются в виде функции только параметров системы координат  $a_{ij} = f(x, y, z)$ . Учитывая, что значения этой функции являются малыми величинами, для их нахождения разложим

Таблица 5

## Структурные погрешности металлорежущих станков

Движение по осям координат	Ось $x$ и ее углы поворота				Ось $y$ и ее углы поворота				Ось $z$ и ее углы поворота				Деталь	Положение	Инструмент	Положение	Резание
	$x$	$a_x(x)$	$a_y(x)$	$a_z(x)$	$y$	$a_x(y)$	$a_y(y)$	$a_z(y)$	$z$	$a_x(z)$	$a_y(z)$	$a_z(z)$	—	—	—	—	0
$x$	$\delta_x(x)$	$P_{xx}$	$a_y(x)$	$a_z(x)$	$\delta_y(x)$	—	—	—	$\delta_z(x)$	—	—	—	$x/xOy$	$a$	0	$d$	0
$y$	$\delta_x(y)$	$a_x(x)$	—	$S_{yx}(y)$	$\delta_y(y)$	$a_x(y)$	$P_{yy}$	$a_z(y)$	$\delta_z(y)$	—	—	$a_z(z)$	$y/xOy$	$b$	0	$e$	0
$z$	$\delta_x(z)$	—	$S_{zx}(z)$	—	$\delta_y(z)$	$S_{zy}(z)$	$a_y(y)$	—	$\delta_z(z)$	$a_x(z)$	$a_y(x)$	$P_{zz}$	0	$c$	$z/zOx$	$f$	0
$\omega_x(x)$	$\delta_x[\omega_x(x)]$	$\omega_x(x)$	$a_y(x)$	$a_z(x)$	$\delta_y[\omega_x(x)]$	—	—	$S_{xy}$	$\delta_z[\omega_x(x)]$	—	$S_{xz}$	—	0	0	0	0	0
$\omega_y(y)$	$\delta_x[\omega_y(y)]$	$a_x(x)$	—	$S_{yx}$	$\delta_y[\omega_y(y)]$	$a_x(y)$	$\omega_y(y)$	$a_z(y)$	$\delta_z[\omega_y(y)]$	$S_{yz}$	—	$a_z(z)$	0	0	0	0	0
$\omega_z(z)$	$\delta_x[\omega_z(z)]$	—	$S_{zx}$	—	$\delta_y[\omega_z(z)]$	$S_{zy}$	$a_y(y)$	—	$\delta_z[\omega_z(z)]$	$a_x(z)$	$a_y(x)$	$\omega_z(z)$	0	0	0	180°	1

Примечание.  $P_{xx}$  — непараллельность осей  $ii$ ;  $S_{ij}$  — неперпендикулярность осей  $ij$ ;  $\delta_x(x)$  — погрешность в направлении  $i$  при движении по  $j$ ;  $\omega_i(j)$  — угловая погрешность в направлении  $i$  при движении по  $j$ ;  $xOy$  — координатная плоскость;  $a, b, c, d, e, f$  — расстояние между координатными системами.

функцию в ряд Тейлора и принимать во внимание будем только члены ряда в первой степени, так как очевидно, что члены ряда второй и более высоких степеней будут бесконечно малы. Тогда, например, составляющие погрешности  $\delta_x(X)$  в направлении оси  $Ox$  будут определяться выражением:

$$\delta_x[(X)(Y, Z)] = f(Y, Z) = \delta_x(X) + \frac{\partial \delta_x[(X)(Y, Z)]}{\partial Y} Y + \frac{\partial \delta_x[(X)(Y, Z)]}{\partial Z} Z = \delta_x(X) + \delta_x^y(X)Y + \delta_x^z(X)Z.$$

Применяя аналогичные разложения в ряд Тейлора для всех составляющих матрицы погрешностей, получим для функции (4) во множестве области поля функции состояний для составляющих структуры погрешностей металлорежущих станков соотношения, представленные в табл. 5.

Приведем выражение только для линейной погрешности в направлении оси координаты  $OX$  в поле функции состояний (см. рис. 5 и табл. 5).

$$\begin{aligned} a_x &= (a_{xx} + a_{xy} + a_{xz}) = \delta_x(X) + \delta_x(Y) + \delta_x(Z) + \\ &+ \delta_x^y(X)Y + \delta_x^z(X)Z + \delta_x^x(Y)X + \delta_x^z(X)Z + \\ &+ \delta_x^y(Z)Y + \delta_x^x(Z)X + \delta_x(P_x) + \delta_x(P_y) + \delta_x(P_z) + \\ &+ \delta_x^y(P_x)Y + \delta_x^z(P_x)Z + \delta_x^x(P_y)X + \delta_x^z(P_y)Z + \\ &+ \delta_x^y(P_z)Y + \delta_x^x(P_z)X + \delta_x(P_z^G) + \delta_x^y(P_z^G)Y + \\ &+ \delta_x^x(P_z^G)X + \delta_x(T_x^0) + \delta_x(T_y^0) + \delta_x(T_z^0) + \\ &+ \delta_x^y(T_x^0)Y + \delta_x^z(T_x^0)Z + \delta_x^x(T_y^0)X + \delta_x^z(T_y^0)Z + \\ &+ \delta_x^y(T_z^0)Y + \delta_x^x(T_z^0)X + a_{xx}(\tau). \end{aligned}$$

В свою очередь каждая составляющая может быть определена экспериментально в виде матрицы  $a_{ij}$  или выражена аналитически. Например, пог-

решность  $\delta r(T^0)$  тепловых состояний описывается функцией:

$$\begin{aligned} \delta r(T^0) &= \sum_{i=1}^{n-1} \left( \prod_{i=1}^{n-(i+1)} M_i \right) K_{ij} \delta r_i^0 + \\ &+ \sum_{i=1}^{n-1} \left( \prod_{i=1}^{n-(i+1)} M_i \right) (B_i^\alpha)' r_i + \\ &+ \sum_{i=1}^{n-1} \left( \prod_{i=1}^{n-(i+1)} M_i \right) (B_i^\alpha)' K_{ij} \delta r_i^0, \end{aligned}$$

где  $n$  — число квазитермостабильных связей;  $i = n - 1$  — число теплоактивных элементов;  $\delta r(T^0) = |\delta_x \delta_y \delta_z|^T$  — погрешность взаимного относительного положения инструмента и детали, обусловленная температурными деформациями станка;  $\delta r_i^0 = |\delta_{x_i}^0 \delta_{y_i}^0 \delta_{z_i}^0|^T$  — линейные температурные смещения теплоактивных элементов в местах квазитермостабильных связей;  $K_{ij}$  — коэффициент относительного температурного смещения теплоактивного элемента в местах квазитермостабильных связей;  $M_i = M_{ip} = M_{ipx} M_{ipy} M_{ipz}$  — матрицы положений теплоактивных элементов станка;  $(B_i^\alpha)' = B_i^\alpha - I$  — матрица угловых температурных деформаций  $\delta a_{ix}, \delta a_{iy}, \delta a_{iz}$  теплоактивных элементов станка, где  $I$  — единичная матрица.

Таким образом, рассмотрение эволюции методов развития оценок точности станков и обобщение выражений структуры погрешностей металлорежущих станков показали возможность для каждого конкретного станка на основе координатной структуры для заданного поля состояний находить оценку точности по выражениям, отражающим параметры и характеристики точности станка, и в соответствии с поставленными задачами создавать модели управления, снижения или компенсации погрешностей с целью обеспечения заданной точности.

# Методика повышения точности механической обработки сложнопрофильных деталей<sup>1</sup>

Предложена методика компенсации погрешностей изготовления, предназначенная для повышения точности механической обработки сложнопрофильных деталей, основанная на встраивании в технологический процесс механической обработки детали координатных измерений ее геометрии. Методика позволяет изменять программу обработки детали на основании полученной при измерениях информации о ее отклонениях.

**Ключевые слова:** погрешности обработки и измерения, сложнопрофильная деталь, управляющая программа.

The methodic of compensation of manufacturing errors, intended for accuracy increase of mechanical processing of complex-shaped parts, based on embedding into part machining manufacturing process of coordinate metrology of its geometry, is suggested. The methodic allows to change a machining program of a part basing on the obtained at measurements information about its deviations.

**Keywords:** processing and measurement errors, complex-shaped part, control program.

В конструкцию современных газотурбинных двигателей входит множество деталей, отличающихся высокими точностными параметрами, специаль-

<sup>1</sup> Работа поддержана Министерством образования и науки РФ в рамках реализации программы повышения конкурентоспособности Самарского университета среди мировых ведущих научно-образовательных центров на 2014–2020 годы.

но профицированной конструкцией и часто наличием скрытых полостей малого размера. Такие детали называют сложнопрофильными. К ним относят лопатки турбины и компрессора, корпуса различных агрегатов, крыльчатки, блиски и т. п. Характерной особенностью подобных деталей является сложность механической обработки наружных и внутренних сложнопрофильных поверхностей.

Среди сложнопрофильных деталей особое внимание в производстве уделяется лопаткам компрессора. Это связано с тем, что лопатки компрессора являются наиболее многочисленными, ответственными деталями и к ним предъявляются жесткие требования по геометрической точности пера и хвостовика.

Обработка таких деталей ведется на многоосевых станках с числовым программным управлением (ЧПУ). На точность обработки на станках с ЧПУ оказывают влияние следующие факторы: износ режущей кромки инструмента [1]; температурные погрешности [2]; погрешности, возникающие из-за сил резания [3].

В метрологии погрешности разделяются на случайные  $\delta_c$  и систематические  $\delta_F$ . Случайными называются погрешности, непостоянные по величине и знаку, значение каждой из которых практически невозможно предугадать; систематическими — погрешности, постоянные по величине и знаку или изменяющиеся по некоторому закону.

Величину или знак каждой случайной погрешности нельзя заранее предугадать; величину, знак

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 22)

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Кузнецов А. П. Тепловое поведение и точность металлорежущих станков. М.: Янус-К, 2011. 256 с.
2. Кузнецов А. П., Косов М. Г. Структурная точность металлорежущих станков // СТИН. 2012. № 2. С. 4–12.
3. Кузнецов А. П., Косов М. Г. Структурная точность металлорежущих станков // СТИН. 2012. № 5. С. 2–7.
4. Концепция мехатронных технологий и микророботостроения / В. А. Лопота, Е. И. Юрьевич, А. С. Кондратьев, В. В. Кириченко. [http://www.energia.ru/tu/news/news-2011/public\\_07-21.pdf](http://www.energia.ru/tu/news/news-2011/public_07-21.pdf).
5. Бруевич Н. Г. О точности механизмов. М.—Л.: Изд-во Академии наук СССР, 1941. 52 с.
6. Решетов Д. Н., Портман В. Т. Точность металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1986. 336 с.
7. A general approach for error modeling of machine tools / W. Tian, W. Gao, D. Zhang, T. Huang // International Journal of Machine Tools & Manufacture. Elsevier Ltd. 2014. V. 79. P. 17–23.
8. An identification method for key geometric errors of machine tool based on matrix differential and experimental test. Proc IMechE Part C / D. Li, P. Feng, J. Zang et al. // J. Mechanical Engineering Science 0(0). 2014. P. 1–15.
9. An Analysis Methodology for Stochastic Characteristic of Volumetric Error in Multiaxis CNC Machine Tool / Q. Cheng, C. Wu, P. Gu et al. // Mathematical Problems in Engineering. 2013. Article ID 863283. 12 p. <http://dx.doi.org/10.1155/2013/863283>.
10. Mekid S. Introduction to precision machine design and error assessment. CRC Press. London — N. Y.: Taylor & Francis Group, 2009. 330 p.
11. Кузнецов А. П. Методы оценки и контроля качества металлорежущих станков с ЧПУ. М.: ВНИИТЭМР, 1985. 68 с.
12. Stephenson David A., Agapiou John S. Metal cutting theory and practice. Third edition. CRC Press. London — N. Y.: Taylor & Francis Group, 2016. 932 p.
13. Кузнецов А. П. Структуры процессов и оборудования обработки резанием. Ч. 4. Структуры оборудования обработки резанием. М.: Вестник машиностроения. 2015. № 5. С. 63–77.

и тенденцию изменения систематической ошибки можно оценить заранее. Именно поэтому систематические погрешности сравнительно легко поддаются компенсации.

Таким образом, общую величину погрешности  $\varepsilon$  в каждой контролируемой точке поверхности детали можно записать в виде суммы двух составляющих:

$$\varepsilon = \delta_F + \delta_c. \quad (1)$$

Задача компенсации технологических погрешностей решается наиболее полно, когда выходным параметром технологической системы является непосредственно регулируемый размерный (геометрический) параметр. Такая компенсация носит комплексный характер, поскольку в этом случае одновременно устраняются влияния износа режущего инструмента, тепловых и силовых деформаций [4].

За последние несколько десятилетий было проведено и опубликовано множество исследований, в которых приводятся методики для анализа, прогнозирования и компенсации погрешностей обработки для поверхностей сложной формы. В большинстве из них рассматривается процесс фрезерования на станках с ЧПУ. Характерно, что компенсация погрешностей проводится путем корректировки CAD-модели детали на величины отклонений и пересчета управляющей программы на основе скорректированной модели. В работах процедура измерения проводилась как на станке, так и на координатно-измерительной машине (КИМ). Обязательным элементом рассматриваемых методик является разделение измеренных погрешностей на систематическую и случайную составляющие, чтобы исключить из расчетов действие случайных факторов.

В работе [5] рассматривается компенсация отклонений формы при концевом фрезеровании сложнопрофильных поверхностей. Процедура компенсации отклонений разделена на три этапа: 1) по измеренным на КИМ данным проводится процедура наилучшего совмещения измеренных данных с CAD-моделью, позволяющая разделить общее отклонение на отклонения формы и расположения; 2) проверяется наличие систематической составляющей отклонения формы, при ее наличии осуществляется фильтрация случайной составляющей отклонений с помощью аппроксимации B-сплайнами измеренных данных; 3) проводится процедура пересчета данных, полученных для точек измеренных поверхностей, на величины систематических отклонений.

Перестройку модели и создание управляющей программы проводили в CAD/CAM системе CATIA.

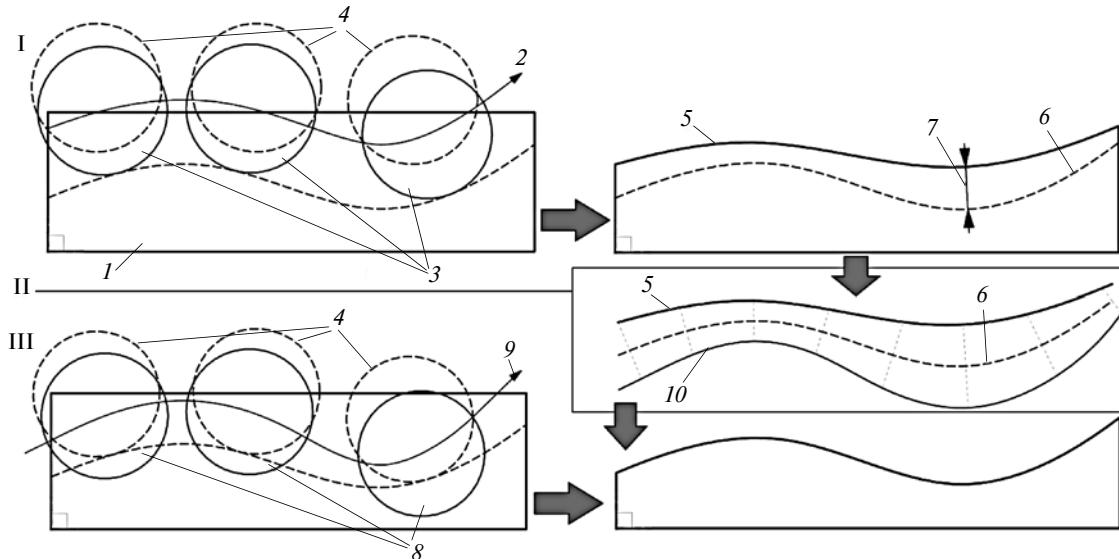
В работе [6] рассматривается компенсация погрешностей на основе результатов встроенного кон-

троля геометрии детали на станке. Отличительной особенностью данной работы является также использование полиномиальных нейронных сетей для установления взаимосвязи между измеренной формой поверхности и характерными погрешностями машинной обработки. Предлагаемые модели прогнозирования отклонений и их компенсации реализованы в программе, написанной на языке C#. В работе приведены результаты применения программы компенсации погрешностей при обработке сложного профиля: погрешности обработки удалось снизить с  $0,2 \div 0,3$  мм до  $0 \div 0,05$  мм.

В статье [7] рассматриваются и тема компенсации погрешностей обработки сложнопрофильных поверхностей, и вопрос точного измерения данных поверхностей как элемента процедуры компенсации погрешностей обработки. Контроль обрабатываемой поверхности проводился на КИМ с использованием ПО PC-DMIS. Кроме того, в работе рассматривается применение данной методики при обработке фрезерованием кубического образца с одной сложнопрофильной обрабатываемой поверхностью. В результате удалось снизить погрешности обработки с  $0,035 \div 0,04$  мм до  $0,01 \div 0,014$  мм.

Для современных производств характерно использование 3D-моделей при изготовлении деталей, идет ли речь об использовании 3D-принтера для выращивания детали [8, 9] или об обработке на современном многоосевом станке с ЧПУ. 3D-модели сложнопрофильных деталей, таких как компрессорные и турбинные лопатки, крыльчатки, близики, как правило, создаются на этапе конструирования и при оптимизации геометрии детали [10].

Основную идею разработанной методики на примере обработки заготовки сферической фрезой на станке с ЧПУ иллюстрирует рис. 1. При обработке происходит движение инструмента в соответствии с заданной управляющей программой. Этап I — первоначальная обработка, показаны: обрабатываемая заготовка 1; траектория 2 движения инструмента по управляющей программе; положение 3 инструмента в соответствии с программой обработки. Из-за действия первичных погрешностей, связанных с обработкой и установкой заготовки, действительная траектория инструмента отличается от заданной и положения 4 инструмента во время первоначальной обработки также отличаются от заданных в программе. Действие погрешностей приводит к тому, что поверхность после обработки (этапы I, II, поз. 5) отличается от номинально заданной (этапы I, II, поз. 6). Величина погрешности (этап I, поз. 7) в каждой точке профиля различна, имеет векторный характер и формирует поверхность, которую будем называть поверхностью погрешностей. Компенсации погрешностей обработки можно достичь корректировкой положения инструмента во время обработки. На рис. 1 (этап III) показаны скорректированные по-



**Рис. 1. Схема, иллюстрирующая основную идею методики повышения точности обработки сложнопрофильных поверхностей:**  
I — первоначальная обработка; II — расчет компенсационной поверхности; III — обработка по измененной модели

ложения  $8$  инструмента и скорректированная траектория  $9$  его движения. В результате компенсации обработанная поверхность приблизится по форме и расположению к номинально заданной.

В предлагаемой методике корректировка положения инструмента достигается посредством коррекции 3D-модели детали на основе информации об отклонениях (см. рис. 1, этап II). Точки скорректированной модели создаются путем прибавления величин погрешностей, взятых с обратным знаком в точках номинальной поверхности. Таким образом, для корректировки положения инструмента необходимо получить поверхность  $10$  компенсации погрешностей обработки, которая является зеркальным отражением полученной поверхности относительно номинально заданной поверхности. Положения инструмента пересчитываются в соответствии с поверхностью компенсации погрешностей и последующим созданием новой траектории движения инструмента.

### Методика повышения точности механической обработки

Рассмотрим блок-схему предлагаемой методики, представленную на рис. 2.

1. Кривые и поверхности сложной формы в CAD-системах и метрологическом обеспечении измерительного оборудования описываются сплайновыми уравнениями. Сплайн — кусочный полином степени  $K$  с непрерывной производной степени  $K-1$  в точках соединения сегментов, называемых задающими точками. Для математического представления сложных поверхностей использован нормализованный кубический сплайн третьей степени — эрмитова кривая, описанный в работе [11].

При описании поверхностей деталей, имеющих геометрические отклонения формы, использовались поверхности, образованные из бикубических порций (порции Кунса). Описываемая поверхность представляет собой сегмент, соответствующий значениям параметров  $0 \leq u \leq 1$ ,  $0 \leq v \leq 1$ . Порция Кунса образуется в результате сопряжения граничных сплайновых кривых и определяется выражением

$$P(u, v) = \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 a_{ij} u^i v^j, \quad (2)$$

где  $a_{ij}$  — алгебраические векторные коэффициенты с компонентами  $x$ ,  $y$  и  $z$ .

Комбинирование порций Кунса позволяет определить поверхность произвольных формы и размеров. Сплайновая поверхность определена в пространстве параметров  $u$  и  $v$ .

2. Измерение обработанной поверхности проводится на КИМ.

3. Погрешности обработки и случайные погрешности измерения возможно описать в точках поверхности. Координаты точек поверхности с учетом моделируемых погрешностей рассчитывались от координат точек на номинальной поверхности по нормалям к ней по формуле:

$$P(u, v) = P(u, v) + \varepsilon(u, v) \cdot n(u, v),$$

где  $P(u, v)$  — соответствующие точки на номинальной поверхности, заданной с помощью уравнения (2);  $\varepsilon(u, v)$  — общие величины погрешностей в точках;  $n(u, v)$  — нормали в точках  $P(u, v)$ .

Случайные погрешности. Наличие случайных погрешностей проявляется при многократных повторных измерениях одной и той же неслучайной величины в том, что результаты измерения оказы-

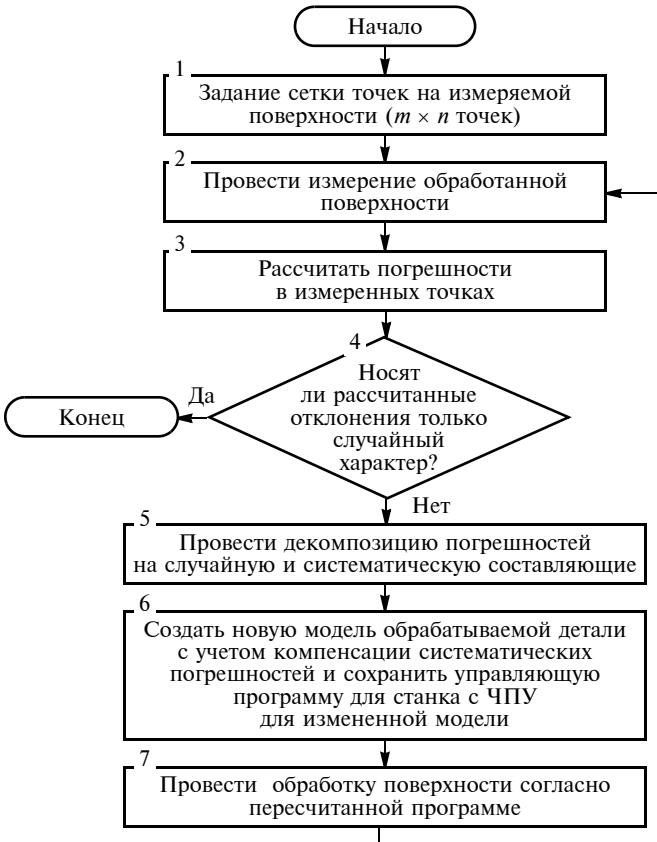


Рис. 2. Блок-схема методики повышения точности механической обработки

ваются различными. Для современных контактных КИМ подобные погрешности составляют  $0,7 \div 2$  мкм, но при измерении сложных криволинейных поверхностей или при несоблюдении нормальных условий измерений данные погрешности могут быть больше.

При измерении поверхностей с помощью лазерных и оптических средств (например, T-SCAN-CS и COMET 6 фирмы Steinbichler Optotechnik GmbH) погрешности возрастают до  $10 \div 50$  мкм. Кроме того, на измеряемой поверхности присутствуют случайные погрешности обработки. Рассеяние случайных погрешностей, как правило, подчиняется композиции законов распределения.

4. Если после измерения детали оказалось, что рассчитанные погрешности по существу носят случайный характер, то проводить их компенсацию не требуется. Для того чтобы понять, какие погрешности получены после измерения поверхности, рассчитывали пространственную автокорреляцию их величин.

Существует множество тестов для проверки пространственной автокорреляции. Однако многие из них не дают полной информации о характере структурированности некоторого признака, а служат только для проверки гипотезы, что близко расположенные регионы более похожи по некоторо-

му признаку, а более удаленные — менее похожи. В случае сложной структуры, когда отношения между соседними участками имеют "нелинейный" характер, более точную картину можно получить, используя показатели пространственной автокорреляции. В качестве такого показателя использовался коэффициент Морана I (статистика Морана I) [12].

5. Если после проведения теста Морана выясняется, что на обработанной поверхности присутствуют существенные систематические погрешности, то возникает необходимость удаления шума, представляющего собой случайные погрешности средства измерения. Проблемы, связанные с шумоподавлением, возникают при обработке изображений. Существуют обширные исследования и разработано множество алгоритмов шумоподавления именно для задачи обработки изображений, которые могут быть применены для шумоподавления при обработке полученной информации [13, 14].

В разработанной методике для решения задачи шумоподавления применен фильтр, основанный на использовании сглаживающих сплайнов. Сглаживающий сплайн — это методика сглаживания (аппроксимации кривой или поверхностью набора зашумленных исходных данных) с использованием сплайн-функций [15]. Сглаженный сплайн  $\hat{\varepsilon}$  множества отклонений  $\varepsilon$  (1) минимизирует выражение:

$$p \sum_{i=1}^n w_i (\varepsilon(u_i) - \hat{\varepsilon}(u_i))^2 + (1-p) \int (D^2 \hat{\varepsilon}(u))^2 du \rightarrow \min,$$

где  $(u, \varepsilon)$  — аппроксимируемые данные (параметрические координаты точки и величины их отклонений);  $p$  — параметр сглаживания:  $p \in [0, 1]$ ;  $w$  — вектор весов (принят за вектор единиц).

Таким образом, сплайн имеет единственный параметр  $p$ .

6. Для проведения процедуры компенсации отклонения формы необходимо учесть отклонения граничных областей поверхностей, которые не были измерены. Так как систематические отклонения описываются в виде сплайновой поверхности, то возможно продлить ее границы на небольшую величину, предсказав таким образом ее поведение. Если отход от границ поверхности был небольшим, как в нашем случае, то погрешность прогнозирования поверхности для областей отхода будет невелика и не окажет существенного влияния на точность учета компенсации.

Таким образом, была проведена кубическая экстраполяция сплайновой поверхности  $\delta_F(u, v)$ , описывающей систематические погрешности, в областях отступа измерительного наконечника.

Точки компенсации поверхности  $P_c(u, v)$  можно рассчитать по формуле

$$P_c(u, v) = P(u, v) - \delta_F(u, v)n(u, v),$$

где  $P(u, v)$  — соответствующие точки на номинальной поверхности, заданной с помощью уравнения (2);  $\delta_F(u, v)$  — рассчитанная систематическая составляющая отклонения;  $n(u, v)$  — нормали в точках  $P(u, v)$ .

По рассчитанным точкам  $P_c(u, v)$  задается соответствующая поверхность по выражению (2).

7. Пересчитанная эталонная 3D-модель детали используется в управляющей программе станка для проведения обработки.

Разработанная методика (блок-схема на рис. 2) была реализована в программном пакете MATLAB в виде программного обеспечения.

## Результаты исследований

Для апробации разработанной методики провели фрезерование поверхности сложнопрофильной детали на пятикоординатном станке S500L НПО "Станкостроение". Обработка велась параллельными проходами фрезой диаметром 3,5 мм со сферическим торцом при следующих режимах обработки: скорость резания — 50 м/мин; подача на зуб — 0,018 мм; расстояние между проходами фрезы — 0,1 мм. Обработку проводили по CAD-модели поверхности, описываемой уравнением эллиптического параболоида

$$z = [-(x - 8,5)^2/50 - (y - 8,5)^2/40] + 15,25.$$

Габариты детали с эллиптической поверхностью: длина вдоль оси  $x$  — 17 мм; ширина вдоль оси  $y$  — 17 мм; высота 15,25 мм.

Для исключения влияния погрешности базирования на результаты экспериментальных исследований на образце введены дополнительные плоские базы, которые представлены гранями и торцом. Таким образом, при обработке данной поверхности мы наблюдаем только отклонение формы.

На рис. 3, *a—c* соответственно представлены CAD-модель образца и процессы обработки и из-

мерения детали со сложнопрофильной поверхностью эллиптического параболоида.

Измерения проводили с использованием КИМ DEA Global Performance 07.10.07. При координатных измерениях поверхностей измеряли координаты 32 точек вдоль осей  $x$  и  $y$ . Отход от границ поверхностей при измерении вдоль каждого направления составил 2,5 % от общей длины измерения. Результаты анализа (загрузка данных, расчет пространственной автокорреляции и фильтрация случайных погрешностей измерения и обработки) измеренных данных поверхности первой детали представлены на рис. 4, *a*.

Погрешность формы минимальна в центре и уходит "в тело" к границам. После перестройки 3D-модели обрабатываемой детали с учетом измеренных погрешностей и перестройки программы фрезерования была проведена обработка второго образца (см. рис. 3, *a—c*). Соответственно отклонения, полученные после корректировки программы и последующей обработки второй детали, представлены на рис. 4, *b*.

Анализируя результаты, представленные на рис. 4, *a, b*, можно заключить, что после применения методики компенсации для снижения погрешностей механической обработки систематическая составляющая отклонения снизилась с 53 до 27 мкм. Средняя погрешность в точках поверхности до выполнения компенсации составила 22,2 мкм. После изменения модели и выполнения повторной обработки средняя погрешность в точках поверхности составила 3 мкм.

Обработанная поверхность условно разделяется на две части: с меньшей шероховатостью (от 0 до 8,5 мм вдоль оси  $y$ ) и с большей шероховатостью (от 8,5 до 17,0 мм вдоль оси  $y$ ). Для получения более точного соответствия обработанной поверхности заданной при использовании данной методики необходимо обеспечивать единообразное положение инструмента относительно поверхности по всей площади обработки.

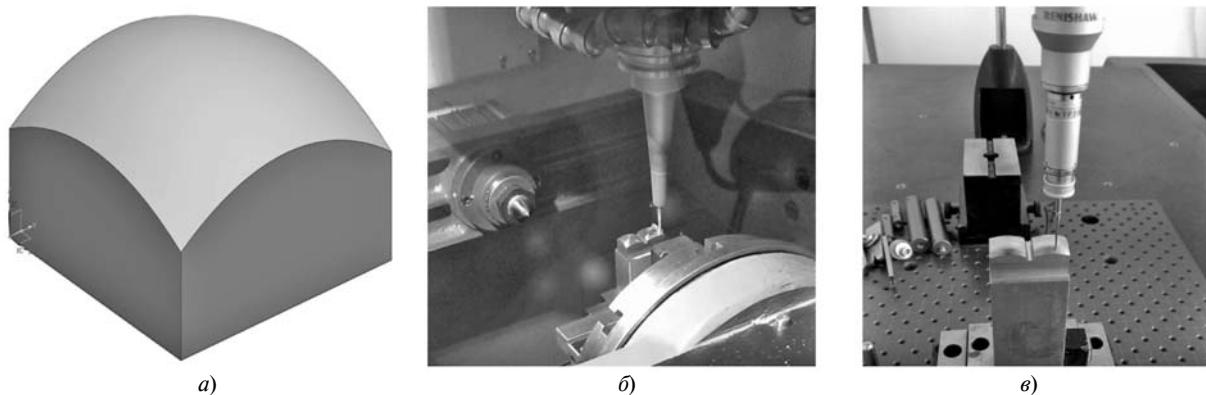


Рис. 3. CAD-модель образца (*a*), обработка образца на станке (*b*), измерение поверхности образца (*c*)

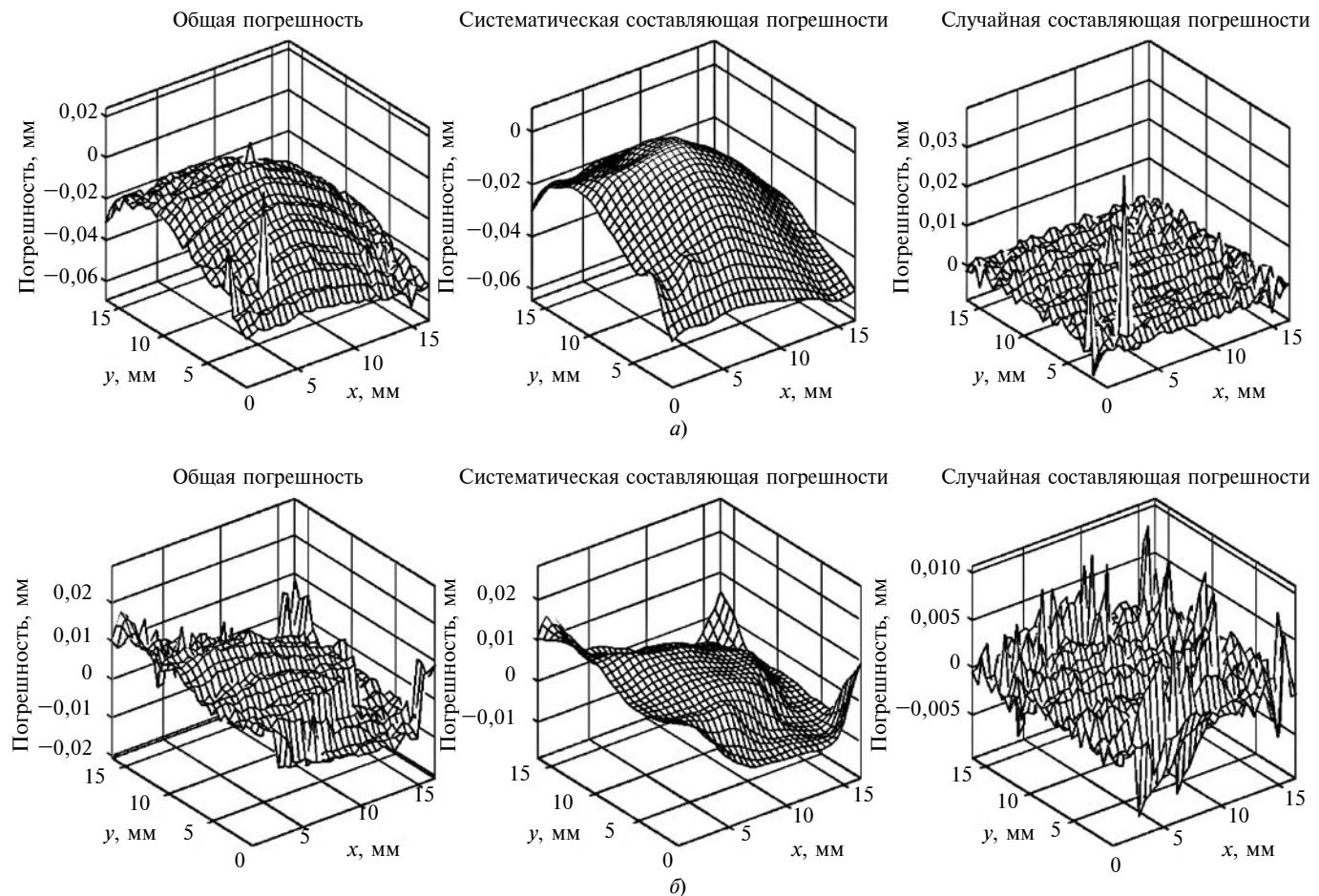


Рис. 4. Измеренные погрешности первой обработанной поверхности (а) и погрешности поверхности после компенсации (б)

Для улучшения предлагаемой методики повышения точности обработки сложнопрофильных деталей требуется проведение опытов на различных режимах резания, при различном положении оси режущего инструмента относительно нормали к поверхности.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Skuratov D. L., Zhidyaev A. N., Sazonov M. B. Solid carbide end mills tool life increase in titanium alloys machining by design development and rational choice of geometrical parameters // Research Journal of Applied Sciences. 2014. V. 9. N. 11. P. 767–770.
2. Евдокимов Д. В., Скуратов Д. Л., Федоров Д. Г. Влияние износа инструмента на плотность распределения тепловых потоков и температуру его контактных поверхностей при концевом фрезеровании титанового сплава ОТ4 // СТИН. 2015. № 9. С. 26–29.
3. Khaimovich A. I., Balaykin A. V. Analysis of titanium alloys plastic properties under severe deformation conditions in machining // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2014. V. 9. N. 10. P. 1828–1833.
4. Волосов С. С., Педь Е. И. Приборы для автоматического контроля в машиностроении. М.: Машиностроение, 1970. 310 с.
5. Yang B.-D., Menq C.-H. Compensation for form error of end-milled sculptured surfaces using discrete measurement data // International Journal of Machine Tools and Manufacture. 1993. V. 33. N. 5. P. 725–740.

6. Integrated machining error compensation method using OMM data and modified PNN algorithm / M.-W. Cho, G.-H. Kim, T.-I. Seo et al. // International Journal of Machine Tools and Manufacture. 2006. V. 46. N. 12–13. P. 1417–1427.

7. Poniatowska M. Free-form surface machining error compensation applying 3D CAD machining pattern model // Computer Aided Design. 2015. V. 62. P. 227–235.

8. Application of additive technologies in the production of aircraft engine parts / A. V. Agapovichev, A. V. Balaykin, V. G. Smelov, A. V. Agapovichev // Modern Applied Science. 2015. V. 9. N. 4. P. 151–159.

9. Smelov V. G., Sotov A. V., Agapovichev A. V. Recovery technology features of aerospace parts by layering synthesis // Key Engineering Materials. 2016. V. 684. P. 316–322.

10. Шаблий Л. С., Дмитриева И. Б. Приведение геометрии пера лопатки, заданной облаком точек, к параметрическому виду в рамках задач оптимизации // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2014. № 3. С. 44–48.

11. Роджерс Д., Адамс Дж. Математические основы машинной графики: Пер. с англ. М.: Мир, 2001. 604 с.

12. Fleishman S., Drori I., Cohen-Or D. Bilateral mesh denoising // ACM Transactions on Graphics. 2003. V. 22. N. 3. P. 950–953.

13. Abdul-Rahman H. S., Jiang X. J., Scott P. J. Free-form surface filtering using the lifting wavelet transform // Precision Engineering. 2013. V. 37. N. 1. P. 187–202.

14. De Boor C. A Practical Guide to Splines (Revised Edition). New York: Springer. 2001. 348 p.

Ю. М. СОЛОМЕНЦЕВ, д-р техн. наук, член-корр. РАН, Е. Б. ФРОЛОВ, А. Н. ФЕОФАНОВ, доктора технических наук (МГТУ «СТАНКИН»), e-mail: feofanov.fanl@yandex.ru

## Оперативное планирование и управление машиностроительным производством на основе исполнительных производственных систем

Рассмотрена задача оптимизации управления мелкосерийным и единичным производством, основанная на одновременной максимизации плотности загрузки станков и скорости прохождения заказов через производственные участки. Это достигается оптимизацией расписания работы технологического оборудования.

**Ключевые слова:** производство, управление, оптимизация, планирование, MES-система.

The problem of management optimization of small-series and single-piece productions, based on simultaneous maximization of loading density of machines and rate of orders passing through product lines, is considered. It is achieved by optimization of operating schedule of manufacturing equipment.

**Keywords:** production, management, optimization, planning, MES-system.

Данная статья является продолжением анализа возможностей управления современными машиностроительными производствами, начатого в публикациях [1, 2].

Управление мелкосерийным и единичным производством решает задачи оптимизации загрузки станков и скорости выполнения заказов, т. е. является многокритериальной задачей на оптимизацию и повышения эффективности производства на основании сбалансированного производственного расписания для технологического оборудования [3–5].

Базисом с позиций обеспечения эффективности работы промышленного предприятия является календарное планирование, которое состоит из следующих этапов:

- 1) объемно-календарное планирование (ОКП) — Master Production Schedule;
- 2) баланс производственных мощностей (БПМ) — Capacity Planning Problem;
- 3) расчет производственного расписания (РПП) — Production Scheduling;
- 4) группирование деталей и оборудования — Group Technology.

На сегодняшний день разработано множество программных продуктов, позволяющих решать подобные задачи. Так, первые два этапа планирования выполняют, как правило, с помощью систем класса Enterprise Resource Planning (ERP), а третий

и четвертый этапы реализуют средствами Manufacturing Execution Systems (MES). Для решения второго и третьего этапов планирования успешно используют систему Advanced Planning Systems (APS). Для планирования производства рассчитывают пооперационное расписание.

На рис. 1 приведен пример критериев, используемых в MES-системе ФОБОС для составления производственных расписаний.

Управление внутрицеховыми материальными потоками осуществляется средствами MES-систем в диспетчерском контуре управления. Для этого осуществляется непрерывный контроль текущего состояния производства. Для мелкосерийных и единичных производств текущее состояние (выполнения заказа) отражается в графике пооперационной обработки деталей и сборочных единиц. Для каждой технологической операции рассчитывают срок выполнения и коэффициент эффективности операционного цикла Manufacturing Cycle Effectiveness (MCE) (рис. 2, см. обложку) по формуле

$$MCE = \frac{T_{ik} B_{ik}}{\sum_j \Phi_j},$$

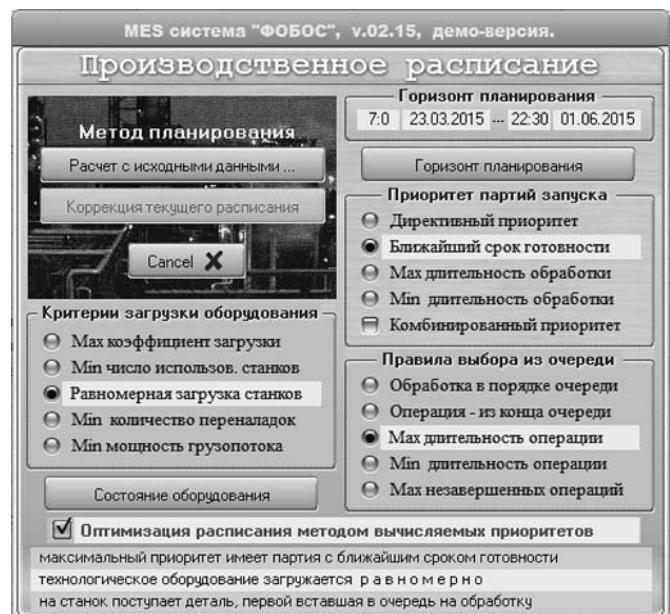


Рис. 1. Пример выбора критериев расчета для производственного расписания в MES-системе ФОБОС

### Группа операций: "4130 пл.шлифовальная чистовая"

#### Общие сведения о группе выполняемых операций

Расчетные сроки выполнения операций:	05.10.2016 - 12.10.2016
Трудоемкость завершенных операций -	6,50 час., завершено: 8
Суммарная трудоемкость операций -	18,25 час., общее число: 11
Текущие выплаты	284,45 руб. от общей суммы 855,97 руб.
Текущий процент выполнения операций на 09.10.2016 -	35,62 %
Эффективность операционного цикла на 09.10.2016 -	51,03 %

#### Непроизводительные потери времени

Остаточное время пролеживания в очереди	9,35	приведены
Простой оборудования в ожидании ДСЕ	8,00	останочные
Затраты времени на ремонт оборудования	0,00	даты на

Позиция плана	Ш4-0006
Номер заказа	10019
Изделие	Штами для пробивки и вырубки
Шифр изделия	Ш4
Заказчик	ЗАО "Полимерпром"
Плановый срок	17.10.2016
Расчетный срок	12.10.2016

### СПИСОК ЗАПЛАНИРОВАННЫХ ОПЕРАЦИЙ для заказа № 10019 (Ш4-0006)

Время начала-окончания операции	Оборудование	Обозначение, наименование партии ДСЕ	Кол-во Трудоемкость в очереди	Простой
<b>5 октября 2016 Задание на день: 2 партий ДСЕ.</b>				
15:10 05.10.2016 - 15:55 05.10.2016   016:	372Б	Ш4-0006.004 Кронштейн	1   0,50   0,08   0,00	
13:55 05.10.2016 - 14:40 05.10.2016   024:	C-827	Ш4-0006.009 Держатель	1   0,50   2,33   0,00	
<b>6 октября 2016 Задание на день: 4 партий ДСЕ.</b>				
07:00 06.10.2016 - 08:15 06.10.2016   016:	372Б	Ш4-0006.005 Кронштейн	2   1,00   7,83   8,08	
12:40 06.10.2016 - 13:55 06.10.2016   024:	C-827	Ш4-0006.011 Упор	1   1,00   2,33   0,00	
20:05 06.10.2016 - 20:40 06.10.2016   024:	C-827	Ш4-0006.012 Планка-направляющая	2   0,33   6,92   0,00	
21:05 06.10.2016 - 21:40 06.10.2016   033:	ЗГ71М	Ш4-0006.057 Пуансон	1   0,33   9,00   0,00	
<b>7 октября 2016 Задание на день: 5 партий ДСЕ.</b>				
10:40 07.10.2016 - 11:25 07.10.2016   016:	372Б	Ш4-0006.013 Планка-направляющая	2   0,50   10,42   0,00	
11:25 07.10.2016 - 12:00 07.10.2016   016:	372Б	Ш4-0006.058 Пуансон	2   0,33   10,25   0,00	
11:25 10.10.2016 - 14:40 10.10.2016   024:	C-827	Ш4-0006.017 Пуансон	1   3,00   0,25   0,00	
09:30 11.10.2016 - 13:45 11.10.2016   016:	372Б	Ш4-0006.015 Секции матрицы	1   4,00   24,83   0,00	

Рис. 3. Пример расчета коэффициента МСЕ в исполнительной производственной системе

где  $B_{ik}$  — выработка  $k$ -го производственного участка по деталям, входящим в  $i$ -й продукт;  $T_{ik}$  — тakt выпуска  $i$ -й продукции на  $k$ -м участке;  $\Phi_j$  — временной фонд  $j$ -й единицы оборудования.

Коэффициент МСЕ определяет скорость прохождения деталей через производственный участок. Оптимизационный модуль MES, рассчитывая оптимальное производственное расписание, обеспечивает максимально возможный средний коэффициент МСЕ (рис. 3), что гарантирует высокую загрузку оборудования, определяемую коэффициентом Overall Equipment Effectiveness (OEE), и максимально возможную скорость исполнения запланированного заказа (коэффициент МСЕ).

### Исполнительные производственные системы

В промышленности все большее применение находит процессное управление на базе MES-систем, т. е. исполнительной производственной системы (Manufacturing Execution System). В 1992 г. создана всемирная некоммерческая ассоциация разработчиков, системных интеграторов, экспертов и пользователей для решений промышленных предприятий — Manufacturing Enterprise Solutions Association (MESA International), которая разрабатывает

руководящие документы и рекомендации по улучшению управления производством и поддерживает внедрение производственных исполнительных MES-систем и информирует производителей о новых разработках в этой области. На сегодня в MESA входят более 1000 компаний и 4000 индивидуальных участников из 78 стран.

Для достижения устойчивости управления промышленным предприятием MESA выдвигает шесть стратегических инициатив:

1. **Рачительное производство (Lean manufacturing)** — направлено на снижение перепроизводства запасов при переходе от массового производства к заказам. Создать устойчивое производство без запасов — сложная задача, требующая максимальной готовности рабочих мест к выполнению операции с точным определением времени. При этом важна идеальная отработка организации рабочих мест.

2. **Качество и соответствие нормативам (Quality & Regulatory Compliance)** — производственные процессы и качество выпускаемых изделий должны соответствовать требованиям ИСО.

3. **Управление жизненным циклом изделия (Product Lifecycle Management)** — планируемые технологические процессы должны учитывать не только особенности изготовления и эксплуатации изделия,

О. В. ШАРКОВ, С. И. КОРЯГИН, доктора технических наук (Балтийский федеральный университет им. Иммануила Канта, г. Калининград), А. В. КАЛИНИН, канд. техн. наук (Калининградский ГТУ), e-mail: o\_sharkov@mail.ru

## Экспериментальное исследование крутильной жесткости механизмов свободного хода приводов машин

Приведены результаты натурного сравнительного исследования крутильной жесткости роликового и эксцентриковых фрикционного и нефрикционного механизмов свободного хода.

**Ключевые слова:** механизм свободного хода, крутильная жесткость, приводы машин, надежность работы.

The results of full-scale comparative study of torsional stiffness of roller and eccentric frictional and non-frictional free wheel mechanisms are presented.

**Keywords:** free wheel mechanism, torsional stiffness, machines drives, operation reliability.

В приводах машин механизмы свободного хода (МСХ) применяют в основном для автоматического соединения и разъединения их кинематических цепей. В приводе МСХ являются элементами с наименьшей крутильной жесткостью, величина и характер изменения которой в значительной степени определяют его динамическую нагруженность.

В период заклинивания МСХ под действием передаваемого врачающего момента  $T$  происходят контактные и объемные упругие деформации рабочих элементов, вследствие чего внешняя и внутренняя обоймы поворачиваются на угол  $\xi$  относи-

тельно друг друга. Это в разной степени характерно для всех конструктивных схем МСХ — роликовых, клиновых, храповых, эксцентриковых, дифференциальных и др. [1—10].

Величина угла  $\xi$  является обратной крутильной жесткости и определяет упругую характеристику механизма:  $\xi = \xi(T)$ . Эта величина имеет большое прикладное значение, так как определяет: потери на трение при заклинивании и расклинивании; уменьшение угловой скорости внешней обоймы и минимальный угол поворота внутренней обоймы, при котором МСХ начинает функционировать.

К настоящему времени более подробно исследованы упругие характеристики разных роликовых МСХ и для каждого из них получены свои теоретические зависимости  $\xi = \xi(T)$ . Эти зависимости, построенные на ряде существенных допущений, весьма сложны и не всегда позволяют непосредственно рассчитать крутильную жесткость МСХ [1, 5, 6].

Ряд исследователей [1, 4—6] показали, что роликовые МСХ имеют небольшую крутильную жесткость, которая при их подборе или проектировании, как правило, не оценивается [5—6, 8—10], а ее влияние на динамическую нагруженность учитывается только косвенно — введением дополнительных коэффициентов [8, 10].

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

но и его утилизацию с позиций повышения экологичности, т. е. технологическая модель производства должна обеспечивать безопасность для человека и окружающей среды с учетом технических и организационных возможностей производства.

4. **Предприятие в реальном времени (Real Time Enterprise)** — планирование и мониторинг каждого рабочего места в текущем времени с использованием технических и программных средств с учетом загрузки оборудования, занятости трудовых ресурсов и транспортных средств.

5. **Управление активами (Asset Performance Mgmt)** в текущем времени можно обеспечить при реализации предыдущих четырех инициатив.

6. **Устойчивое производство в неустойчивых условиях (Sustainable Manufacturing)** — результат оптимальной реализации всех перечисленных выше инициатив.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Соломенцев Ю. М., Фролов Е. Б. Современные методы повышения эффективности машиностроительных производств // Технология машиностроения. 2015. № 8. С. 54—58.
2. Соломенцев Ю. М., Фролов Е. Б. Эффективность машиностроительного производства, подмена термина «производительность труда» понятием хорошо управляемого производства // Технология машиностроения. 2015. № 8. С. 58—64.
3. Соломенцев Ю. М., Загидуллин Р. Р., Фролов Е. Б. Планирование в современных системах управления производством // Информационные технологии и вычислительные системы. 2010. № 4. С. 76—81.
4. Фролов Е. Б. MES для дискретного производства — метод вычисляемых приоритетов // САПР и Графика. 2011. № 1. С. 43—51.
5. Феофанов А. Н., Юдин Г. В. Оценка надежности производственного процесса с применением аппарата нечеткой логики // Качество и жизнь. Специальный выпуск. 2016. № 4 (12). С. 58—62.

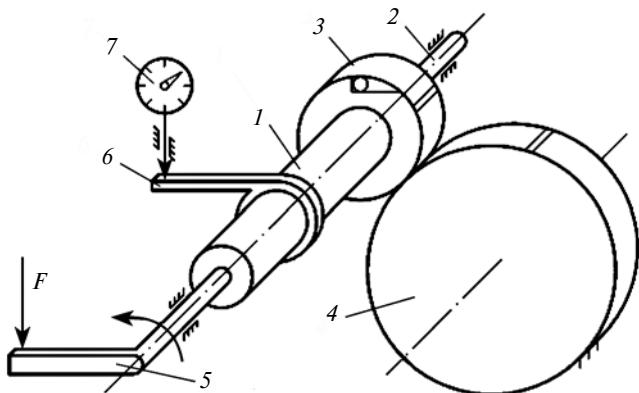


Рис. 1. Схема экспериментальной установки для исследования относительного поворота элементов МСХ

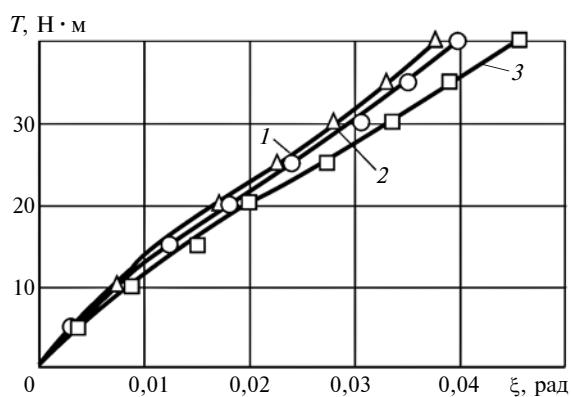


Рис. 2. Зависимости момента  $T$  эксцентриковых нефрикционных МСХ от угла  $\xi$  поворота при угле  $\alpha = 14^\circ$  (1),  $10^\circ$  (2) и  $6^\circ$  (3)

Недостаточная крутильная жесткость роликовых МСХ привела к необходимости разработки новых конструктивных схем механизмов с повышенной жесткостью при небольших массогабаритных параметрах, например, эксцентриковых [3].

На крутильную жесткость МСХ влияют конструкционные, технологические и эксплуатационные факторы, которые теоретическими методами учесть достаточно сложно. Поэтому для определения величин и характера изменения угла  $\xi$  разных МСХ выбрали метод натурного эксперимента.

Исследования проводили на специальной экспериментальной установке (рис. 1) с МСХ, внутренняя обойма которого выполнена как одно целое с втулкой 1, установленной на шлицевом валике 2, вставленном в отверстия корпуса. Внешняя обойма 3 МСХ имеет зубчатый венец, который находится в зацеплении с неподвижно закрепленным на корпусе зубчатым колесом 4. Вращающий момент  $T$  на внутреннюю обойму передают рычагом 5, жестко соединенным с валиком 2. Нагрузка  $F$  на рычаг 5 создается с помощью набора грузов. Угол  $\xi$  относительного поворота внутренней и внешней обойм измеряется с помощью жестко закрепленно-

го рычажка 6, взаимодействующего с индикатором 2МИГ 7 часового типа (цена деления 0,002 мм).

Исследования проводили при статическом нагружении разных МСХ (таблица).

Опытные образцы МСХ выполнены из стали ШХ15 (ГОСТ 801—78) твердостью 58÷62 HRC. Эксцентриковые нефрикционные МСХ имели угол расположения храповых зубьев  $\beta_0 = 70^\circ$  и модуль зубьев  $m_t = 0,5$  мм. Эксцентриковые фрикционные МСХ имели угол дуговых выступов  $\beta_0 = 15^\circ$ . Угол клинового пространства подтормаживающего ролика ( $z = 1$ ) в эксцентриковых МСХ —  $\gamma = 9^\circ$ . Для сравнения исследовали крутильную жесткость роликового МСХ (образец 7) с числом заклинивающихся роликов  $z = 4$ .

При проведении эксперимента в качестве исследуемого фактора приняли угол  $\xi$ , в качестве независимого фактора — вращающий момент  $T$ . В процессе эксперимента МСХ нагружали вращающим моментом в диапазоне  $T = 5 \div 40$  Н·м через каждые 5 Н·м и определяли угол  $\xi$  относительного поворота. Измерения проводили после поворота внутренней обоймы на угол холостого хода. Опыты повторяли 5 раз.

Угол относительного поворота определяли по формуле

$$\xi = \arctg(\bar{x}/L),$$

где  $\bar{x}$  — среднее показание индикатора;  $L$  — расстояние от центра внутренней обоймы до точки контакта индикатора с рычажком.

Статистическая обработка результатов эксперимента показала: относительная погрешность серии измерений угла  $\xi$  не превысила 8,9 % [11]; дисперсию результатов можно считать однородной, так как максимальное значение критерия Кохрена [12] для всех серий измерений было меньше критического:  $G = 0,269 < G_{0,95} = 0,391$ .

Образец	Диаметр обоймы, мм	Угол заклинивания	Коэффициент $K_\xi$ крутильной жесткости, Н·м/рад
<i>Нефрикционные эксцентриковые МСХ</i>			
1		$6^\circ \pm 30'$	710÷760
2	48	$10^\circ \pm 30'$	880÷910
3		$14^\circ \pm 30'$	1050÷1100
<i>Фрикционные эксцентриковые МСХ</i>			
4		$7^\circ \pm 25'$	260÷400
5	48	$9^\circ \pm 25'$	295÷400
6		$11^\circ \pm 25'$	330÷520
<i>Роликовый МСХ</i>			
7	48	$5^\circ \pm 20'$	215÷310

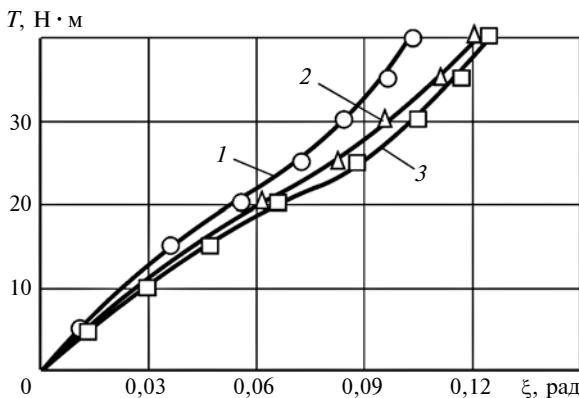


Рис. 3. Зависимости момента  $T$  эксцентриковых фрикционных МСХ от угла  $\xi$  поворота при угле  $\alpha = 11^\circ$  (1),  $9^\circ$  (2) и  $7^\circ$  (3)

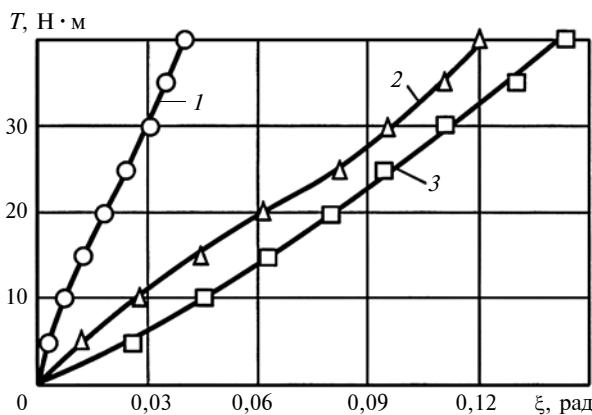


Рис. 4. Зависимости момента  $T$  от угла  $\xi$  поворота:  
1 и 2 — нефрикционных ( $\alpha = 10^\circ$ ) и фрикционных ( $\alpha = 9^\circ$ ) эксцентриковых МСХ; 3 — роликового МСХ ( $\alpha = 5^\circ$ )

Результаты экспериментальных исследований нефрикционных (рис. 2) и фрикционных (рис. 3) эксцентриковых МСХ показали, что они имеют переменную (смешанную) [8] крутильную жесткость, которая в начальный период нагружения обладает мягкой характеристикой, а в конце нагружения — жесткой. Причем от линейной характеристики она отличается незначительно: на  $2,3 \div 4,8\%$  (для нефрикционных механизмов) и на  $4,3 \div 9,7\%$  (для фрикционных механизмов).

Угол  $\xi$  в эксцентриковых МСХ мало зависит от угла  $\alpha$  заклинивания. В фрикционных МСХ при изменении угла в пределах  $\alpha = 11 \div 7^\circ$  (в 1,57 раза) угол  $\xi$  изменяется всего на  $12 \div 18\%$ , причем при уменьшении угла  $\alpha$  угол  $\xi$  увеличивается; в нефрикционных МСХ при угле  $\alpha = 6 \div 14^\circ$  (в 2,33 раза) угол  $\xi$  увеличивается на  $13 \div 21\%$ .

На рис. 4 дана сравнительная оценка крутильной жесткости эксцентриковых и роликового МСХ.

Зависимости на рис. 2—4 адекватно описывают экспериментальные данные, так как максимальный критерий Фишера [12] для полученных результатов меньше критического:  $F = 1,879 < F_{0,95} = 6,16$ .

Коэффициент крутильной жесткости для разных МСХ (см. таблицу) определяли для каждого участка по зависимости [8]:

$$K_\xi = \frac{T_2 - T_1}{\xi_2 - \xi_1},$$

где  $\xi_1$  и  $\xi_2$  — углы относительного поворота обойм МСХ при вращающем моменте соответственно  $T_1$  и  $T_2$ .

Как видно из полученных результатов (см. рис. 4 и таблицу), эксцентриковые нефрикционные МСХ имеют крутильную жесткость большую в 2,8—3,5 раза, чем роликовые, и в 2,15—3,25 раза, чем эксцентриковые фрикционные МСХ.

Небольшая крутильная жесткость роликовых МСХ допускает возможность их буксования при передаче нагрузки, а предлагаемые конструкции эксцентриковых МСХ имеют большую жесткость и обеспечивают надежную передачу вращающего момента.

Кроме того, мягкая характеристика жесткости эксцентриковых МСХ в начальный период нагружения способствует снижению динамических нагрузок при заклинивании механизма, а по мере увеличения нагрузки характеристика переходит в жесткую и обеспечивает надежную работу механизма без буксования.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Архангельский Г. В., Архангельский А. Г. Роликовые механизмы свободного хода. Одесса: Наука и техника, 2009. 92 с.
2. Кропп А. Е. Новые обгонные муфты и области их применения // Вестник машиностроения. 2005. № 6. С. 8—12.
3. Шарков О. В. Эксцентриковые механизмы свободного хода фрикционного типа. Калининград: Изд-во ФГОУ ВПО "КГТУ", 2011. 206 с.
4. Благонравов А. А. Механические бесступенчатые передачи нефрикционного типа. М.: Машиностроение, 1977. 143 с.
5. Мальцев В. Ф. Роликовые механизмы свободного хода. М.: Машиностроение, 1968. 415 с.
6. Пилипенко М. Н. Механизмы свободного хода. Л.: Машиностроение, 1966. 287 с.
7. Гончаров А. А., Вершинина И. П. Определение характеристик угловой жесткости клинового механизма свободного хода // Известия Волгоградского технического университета. 2015. № 13 (177). С. 19—26.
8. Ряховский О. А., Иванов С. С. Справочник по муфтам Л.: Политехника, 1991. 384 с.
9. Конструирование муфт свободного хода редукторов / А. С. Иванов, М. М. Ермолаев, Н. Н. Куралина, Л. А. Седова // Вестник машиностроения. 2014. № 10. С. 3—7.
10. Orthwein W. C. Clutches and brakes: design and selection. New York: Marcel Dekker. 2004. 330 p.
11. Грановский В. А., Сирай Т. Н. Методы обработки экспериментальных данных при измерениях. Л.: Энергоатомиздат, 1990. 288 с.
12. Большев Л. Н., Смирнов Н. В. Таблицы математической статистики. М.: Наука, 1983. 416 с.

## Напряженное состояние сварных труб и совершенствование их конструкций

Рассматривается влияние точности сварных труб на их напряженное состояние. Показано, что для тонкостенных труб даже небольшие отклонения размеров от проектных значений существенно изменяют напряжения и деформации. Приведены примеры усовершенствования конструкций.

**Ключевые слова:** сварная труба, точность, напряжения, деформация, кривизна поверхности.

The influence of accuracy of welded tubes on their stressed state is considered. It is shown, that for thin-walled tubes even small deviations of dimensions from design values significantly change stresses and deformations. The examples of structures improvement are presented.

**Keywords:** welded tube, accuracy, stresses, deformation, surface curvature.

Расчеты сварных труб на прочность и усовершенствование их конструкций имеют большое значение [1–3]. Протяженность российских магистральных трубопроводов в настоящее время составляет более 240 тыс. км, их металлоемкость достигает 50 млн т. По трубопроводам транспортируется 80 % добываемой нефти, 20 % продуктов нефтепереработки и почти 100 % добываемого газа [3].

Для транспортировки используются в основном трубы диаметром 1020, 1220, 1420 мм и т. д. и длиной до 18 м, которые, как правило, изготавливают гибкой листовых заготовок. После гибки осуществляют сварку продольным швом. Трубы, состоящие из двух половин, сваривают двумя швами.

Ввиду низкой точности изготовления разность диаметров трубы составляет 8÷20 мм. Такие трубы непригодны для магистральных трубопроводов, поэтому технология ряда фирм, например фирмы SMS MEER (ФРГ) предусматривает операцию экспандирования — расширения трубы. После этого трубы подвергают контролю и гидравлическим испытаниям. В некоторых случаях для уменьшения остаточных напряжений проводят термическую обработку. Такую технологию широко используют производители труб в России, ФРГ, Китае и других странах. Основными создателями оборудования с непрерывным станом и трехвалковыми клетями для производства труб являются фирмы SMS MEER (ФРГ) и Danieli (Италия).

Однако большое число аварий в результате разрушения трубопроводов требует усовершенствования их конструкций. Ежегодно в России из-за разрушения труб теряется ≈4÷5 % (10÷15 млн т) добываемой нефти, экономический ущерб достигает 270 млн дол. в год [3, с. 638].

Часто прочность сварных соединений обусловлена некачественной сваркой [4, 5]. Даже при качественной сварке разрушение трубы может произойти не в зоне шва, а в основном металле рядом со швом. Так, в работах [6, 7] рассматривается сопротивление металла ударным нагрузкам с учетом влияния коррозии. Показано, что опасным участком может быть корень сварного шва. Прочность металла существенно снижается, если в сварном шве есть трещины, пузырьки газов, непровары, что также приводит к авариям, приносящим большие убытки.

На практике трубы часто разрушаются вблизи сварных швов или непосредственно по швам, что позволило авторам работы [5] сделать следующий вывод: сварное соединение является слабым местом любого трубопровода. Это подтверждают данные о том, что большинство разрушений газопроводов из труб диаметром 1420 мм, изготовленных из стали X70, происходит в зонах, расположенных на расстоянии до 200 мм от продольного сварного шва [3, с. 639]. Исходя из изложенного, целесообразно рассмотреть возможность повышения прочности этих участков труб.

При расчетах напряжений (и деформаций) учитывают, как правило, следующие факторы: нагрузки, свойства материала и размеры изделия. Нагрузки в виде усилий  $P_i$  или распределенных давлений  $p_i$  ( $i = 1, 2, 3, \dots$ ), как и другие параметры, в общем случае задаются в виде функций времени и координат при возможных их отклонениях  $\Delta P_i$  и  $\Delta p_i$ .

Свойства материала определяются модулем упругости, пределом текучести и другими параметрами, которые также могут быть функциями координат и времени (например, при изменении температуры детали).

Размеры изделия  $x_i$  ( $i = 1, 2, 3, \dots$ ) всегда задаются не точно, как постоянная  $x_{i0}$ , а с некоторой возможной погрешностью  $\Delta x_i$ , поэтому  $x_i = x_{i0} \pm \Delta x_i$ .

При расчетах на прочность, как правило, полагают, что задание этих функций полностью определяет условия расчета и возможные отклонения расчетных величин.

Например, при изгибе балки прямоугольного сечения  $b \times h$  усилием  $P$ , приложенным в середине ее длины  $l$ , максимальное напряжение составляет

$$\sigma = 1,5Pl/bh^2,$$

а его наибольшее отклонение

$$\Delta\sigma = \frac{\partial\sigma}{\partial P}\Delta P + \frac{\partial\sigma}{\partial l}\Delta l + \frac{\partial\sigma}{\partial b}\Delta b + \frac{\partial\sigma}{\partial h}\Delta h,$$

поэтому получим

$$\frac{\Delta\sigma}{\sigma} = \frac{\Delta P}{P} + \frac{\Delta l}{l} - \frac{\Delta b}{b} - 2 \frac{\Delta h}{h}.$$

Если известны возможные отклонения  $\Delta P/P = 0,05$ ;  $\Delta l/l = \Delta b/b = \Delta h/h = 0,01$ , то в наиболее неблагоприятном случае при  $\Delta P > 0$ ,  $\Delta l > 0$ ,  $\Delta b < 0$  и  $\Delta h < 0$  максимальное отклонение напряжения составит:

$$\Delta\sigma/\sigma = 0,05 + 0,01 + 0,01 + 2 \cdot 0,01 = 0,09.$$

Аналогично можно определить отклонения, если известны функции, определяющие нагрузку и размеры изделия. Размеры и нагрузка всегда имеют определенную погрешность и находятся в небольших пределах, все числа в которых являются равновероятными. Например, если прогиб балки по расчету равен 1,01 мм, то он может принимать равновероятные значения в интервале  $(1,01 \pm 0,1)$  мм, и нельзя утверждать, что значения 1,00 или 1,02 мм менее точны, чем значение 1,01 мм.

Для реальных величин, определяемых на основании заданных размеров, свойств материала и нагрузки, всегда существуют интервалы равной вероятности [8, 9]. Однако существуют важные задачи, в которых расчеты с использованием заданных функций координат не дают полной картины изменения напряжений и деформаций.

Например, для тонкостенных оболочек, нагруженных давлением  $p$ , напряженное состояние определяется уравнением П. Лапласа

$$p = \sigma_1 \frac{h}{R_1} + \sigma_2 \frac{h}{R_2},$$

где  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$  — главные напряжения (при бемоментном напряженном состоянии);  $R_1$  и  $R_2$  — главные радиусы кривизны;  $h$  — толщина оболочки.

Поскольку  $R_2 \rightarrow \infty$ , то для цилиндра получим

$$\sigma_1 = \sigma = p \frac{R_1}{h} \text{ или } \sigma = p \frac{1}{Kh}, \quad (1)$$

где  $K$  — кривизна — величина, обратная радиусу.

Но в формуле (1) величину  $K$  (или  $R_1$ ) нельзя рассматривать как некоторый размер, заданный с определенной погрешностью  $\pm \Delta K (\pm \Delta R_1)$ . Эта важная величина зависит от первой и второй производных функции, определяющей форму трубы.

Если некоторая линия определяется в полярных координатах  $r$  и  $\theta$  уравнением  $r(\theta)$ , то ее кривизну можно определить по формуле

$$K = \frac{r^2 + 2r_\theta'^2 - rr_\theta''}{(r^2 + r_\theta'^2)^{1,5}},$$

где  $r_\theta'$  и  $r_\theta''$  — первая и вторая производные функции  $r(\theta)$ .

Известно, что даже при очень малых отклонениях функции от заданного уравнения отклонения

производных и кривизны могут быть весьма значительными.

Рассмотрим пример для трубы, форма которой определяется уравнением

$$r(\theta) = R_0[1 + e \sin(n\theta)],$$

где  $R_0 = \text{const}$  — номинальный размер радиуса;  $e$ ,  $n$  — постоянные, определяющие отклонение поверхности трубы от цилиндрической.

После дифференцирования кривизну можно определить по формуле

$$K = \frac{f_1}{f_2} K_0,$$

где  $K_0 = 1/R_0$  — постоянная величина;

$$f_1 = 1 + e(n^2 + 2) \sin(n\theta) + e^2 [2n^2 + (1 - n^2) \sin^2(n\theta)];$$

$$f_2 = \{1 + 2e \sin(n\theta) + e^2 [n^2 + (1 + n^2) \sin^2(n\theta)]\}^{1,5}.$$

Постоянная  $n$  характеризует волнистость поверхности, которую выразим через длину  $L$  волн:  $n = 2\pi R_0/L$ .

На рис. 1 показаны профили сечений трубы при  $n = 1$  (рис. 1, а),  $n = 2$  (рис. 1, б),  $n = 4$  (рис. 1, в) и  $n > 6$  (рис. 1, г), штриховой линией показаны профили при  $e = 0$  и  $r(\theta) = R_0$ . Радиус  $R_0$  изменяется в пределах  $(1 \pm e)R_0$ , т. е. колебания кривизны составляют  $2eR_0$ . На рис. 2 приведены графики функций  $K/K_0(\theta)$  при  $e = 0,01$  и  $n = 2$  и 4. При  $n = 2$  колебания кривизны малы и находятся в интервале  $0,94 \div 1,03$ , при  $n = 4$  интервал достигает  $0,85 \div 1,15$ , что существенно влияет на величину напряжений.

Введем относительные отклонения  $\Delta\varphi$  максимальной ( $\varphi_1$ ) и минимальной ( $\varphi_2$ ) величин кривизны, которые определим для разностей значений функций  $K(\theta, n)$  при  $n\theta = \pi/2$  и  $K_1 = K(\pi/2, n)$  при  $n\theta = 0$ :

$$\varphi_1 = (K_1 - K_0)/K_0; \varphi_2 = (K_2 - K_0)/K_0.$$

Графики функций  $\varphi_1(n)$  и  $\varphi_2(n)$  приведены на рис. 3 при  $e = 0,01$  и  $0,02$ . Диапазон возможных отклонений резко возрастает с увеличением  $n$  и уже при  $n = 4$  составляет  $\pm 0,15$  (т. е.  $\approx 30\%$ ).

Если для трубы диаметром 1400 мм с кривизной  $K_0 = 1,43 \cdot 10^{-3} \text{ мм}^{-1}$  принять  $e = 0,001$  (очень малое отклонение, соответствующее отклонению радиуса  $\pm 0,7$  мм), то при  $n = 10$  получим  $\Delta\varphi = \pm 0,10$ , а при  $n = 12$  получим  $\pm 0,143$ . Тогда по приближенным формулам можно определить:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= e(n^2 - 1) + e(n^2 - 2); \\ \varphi_2 &= -[e(n^2 - 1) + e^2(n^2 - 2)]. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Если же пренебречь величиной  $e^2$ , то получим:

$$\varphi_1 = -\varphi_2 = e(n^2 - 1). \quad (3)$$

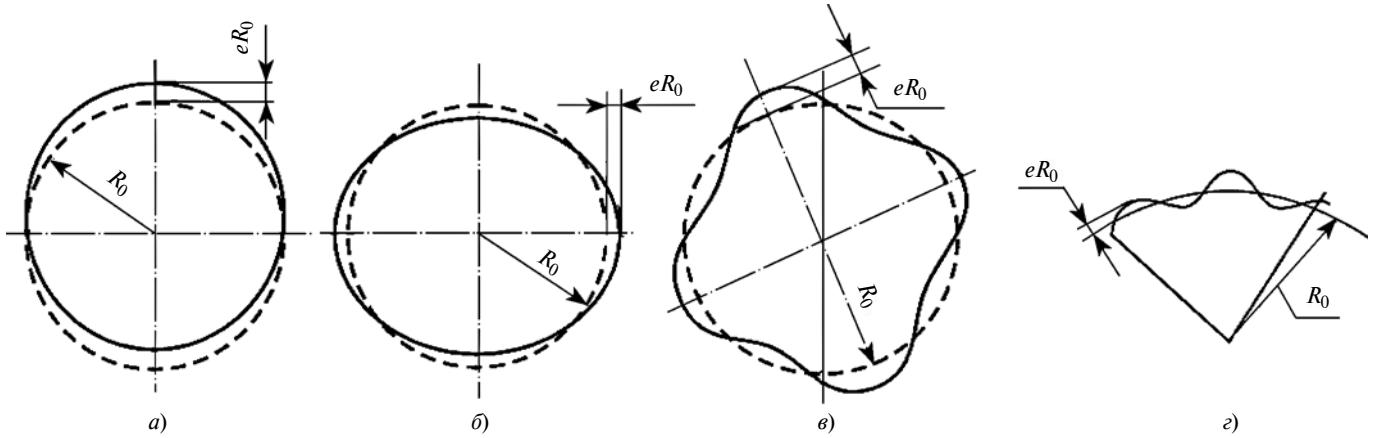


Рис. 1. Профили труб при  $n = 1$  (а), 2 (б), 4 (в) и  $n > 6$  (г)

Из формул (2) и (3) следует очень важный вывод: отклонения профиля поверхности трубы с малой длиной волн гораздо опаснее отклонений профиля с большой длиной волны. Это следует учи-

тывать при проектировании технологического процесса, так как опасные волны могут возникнуть и при изгибе листа, и при экспандировании трубы.

Изложенное подтверждает, что напряжения определяются не только функциями  $R(\theta)$  и их максимальными отклонениями ( $\Delta R = eR_0$ ), но и существенно зависят от изменений кривизны. Принято считать, что если задана функция, описывающая форму деформируемого тела, то этого достаточно для расчетов. Для изделий, имеющих идеально точные формы, это так, поскольку для конкретной функции однозначно определены ее производные и кривизна. Для реальных изделий, в частности для труб или сосудов, работающих под давлением, эти величины определяются, как правило, приближенно. Это подтверждает пример на рис. 4, хотя для обоих случаев номинальные размеры и их отклонения одинаковы, но напряженные состояния разные. По-существу, на рис. 4, а и б представлены совершенно разные конструкции, в конструкции на рис. 4, б имеют место изгибные напряжения.

В реальных трубах имеют место также напряжения, ориентированные вдоль оси, поскольку только среднее значение кривизны равно нулю, но ее колебания неизбежны ввиду изменения диаметра трубы по длине. Но в данной статье эти напряжения не рассматриваются. Остановимся на трудностях, возникающих при использовании понятия "бесконечно малое приращение функции". Если ее номинальное значение равно нулю, то применение таких приращений затруднительно, так как любую положительную величину нельзя считать малой по сравнению с нулем.

С учетом того, что металл труб в зонах сварных швов менее прочный, разработали технологию их производства, предусматривающую увеличение кривизны трубы вблизи сварного шва. На рис. 5, а показаны участки трубы вблизи шва, определяемые углами  $\alpha$ , выполненные с кривизной, в 1,05—1,10 раза превышающей номинальную кривизну. Для трубы из двух заготовок таких участков будет два (рис. 5, б).

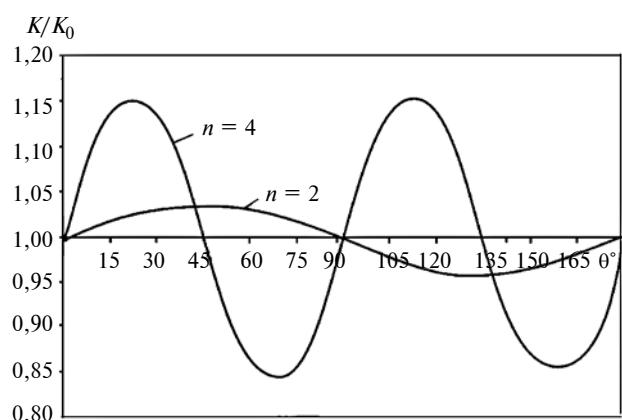


Рис. 2. Графики функции  $\frac{K}{K_0}$  при  $n = 2$  и 4,  $e = 0,01$

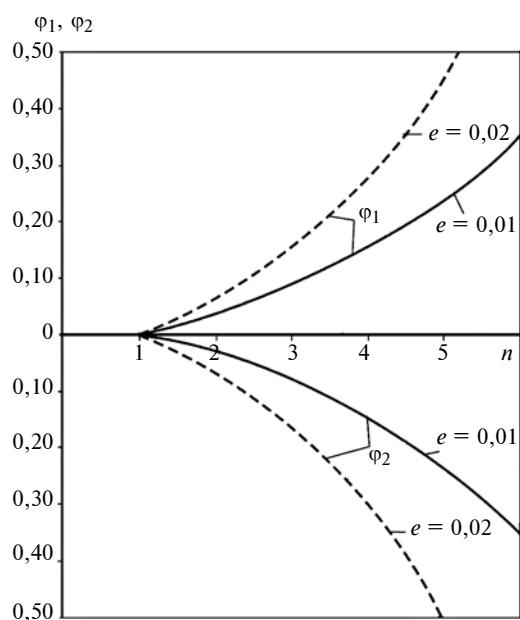


Рис. 3. Графики функций  $\phi_1(n)$  и  $\phi_2(n)$  при  $e = 0,01$  и  $0,02$

Длины участков с увеличенной кривизной равны  $(4-5)h$ , к ним примыкают переходные зоны, имеющие такую же длину и плавно соединяющие зоны с увеличенной и номинальной кривизнами трубы.

Как правило, обычная круглая тонкостенная труба, находящаяся под действием внутреннего давления, является примером равнопрочной детали. Наличие сварного шва нарушает равнопрочность, и для ее обеспечения следует увеличить кривизну именно в этой зоне.

Рассмотрим основные операции изготовления труб.

На рис. 6 приведена схема формирования краевых участков листа 1 штампами 2 и 3. При этом формируются: участки с увеличенной кривизной в пределах угла  $\alpha$ ; переходные участки в пределах угла  $\beta$ ; участки с номинальной кривизной в пределах угла  $\gamma$ . Как правило, используют штампы, но целесообразно изучить формирование краевых зон листа прокаткой в специальных клетях с профилированными валками. Такая клеть обеспечивает формирование сразу обоих краевых участков с высокой производительностью.

После формирования осуществляют операцию "пошаговый изгиб" (рис. 7). Заготовка в виде листа 1 со сформированными концевыми участками 2 и 3 периодически перемещается роликами 4. Имеются также опорные (5 и 6) и направляющие (7 и 8) ролики. Изгиб реализуется периодически при остановках заготовки 1 штампом 9, соединенным рычагом 10 с балкой 11 (предпочтителен гидравлический привод). В ряде случаев такой изгиб осуществляют не пуансоном, а роликом.

Однако при таком процессе формируется заготовка с малой длиной волны, что является наиболее опасным и приводит к повышению напряжений, вынуждая предусматривать большие запасы прочности. Чем меньше шаг перемещения между двумя циклами изгибной деформации, тем меньше отклонения оси заготовки от окружности, но тем больше возможные колебания кривизны и напряжений.

Осуществлять изгиб лучше штампом 9, в котором заготовка прижимается к основанию, имеющему форму дуги окружности (см. рис. 7). В этом случае возможно уменьшение и отклонения оси заготовки от окружности, и длины волны. По-существу процесс объединяет изгиб и штамповку заготовки.

После формирования осуществляют сварку, и форма трубы часто отличается от круглого цилиндра: разность диаметров может достигать  $7 \div 20$  мм. Для приближения формы трубы к круглому цилиндру используют операцию экспандирования, для чего в трубу вводят оправку, имеющую 12 сегментов, которые перемещаются в ней с помощью клиньев, увеличивая диаметр трубы. Экспандирование повышает точность трубы, но при этом дав-

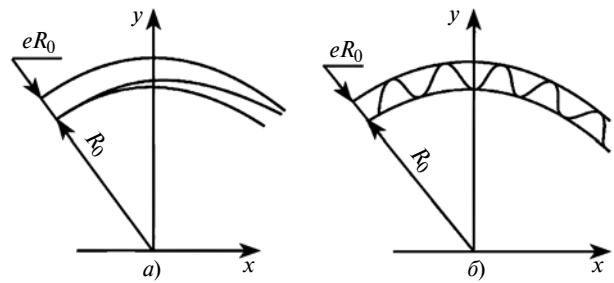


Рис. 4. Схемы труб с одинаковыми отклонениями радиуса трубы, но с небольшим (а) и существенным (б) изменениями кривизны

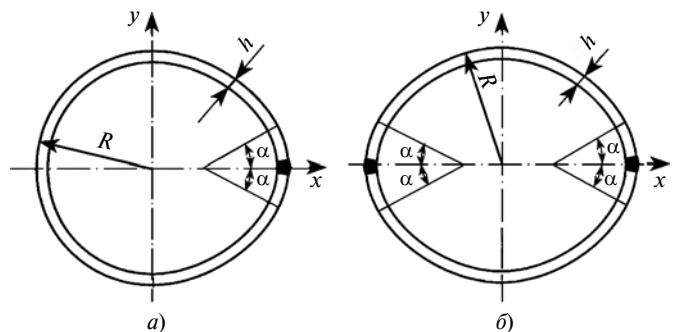


Рис. 5. Схемы сечений труб переменной кривизны с одним (а) и двумя (б) сварными швами

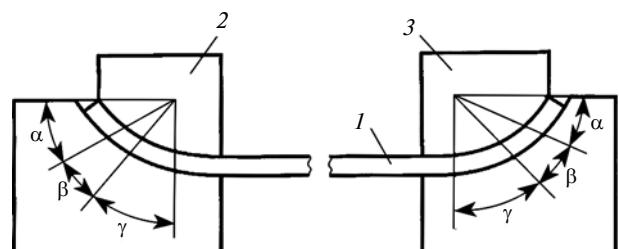


Рис. 6. Схема формирования краевых участков листа

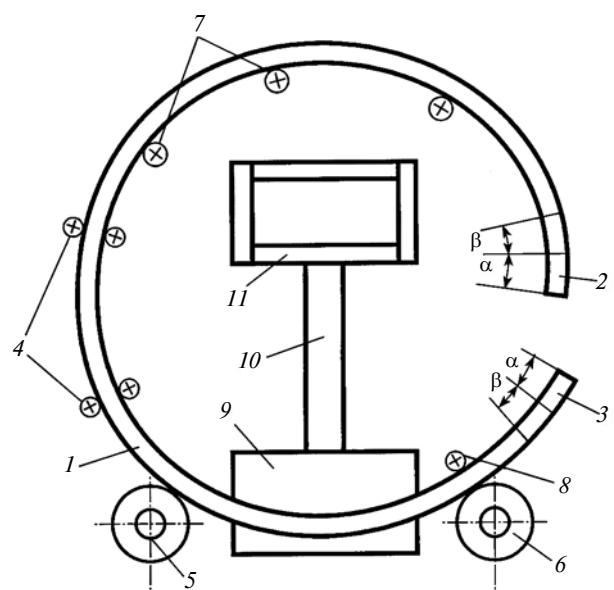


Рис. 7. Схема пошагового формирования трубы

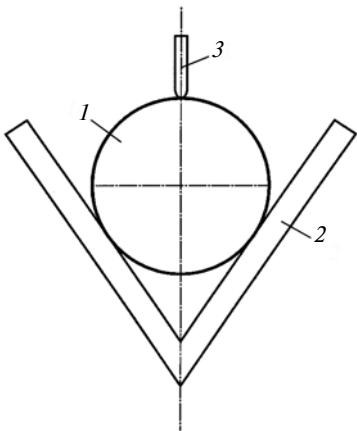


Рис. 8. Схема контроля круглой цилиндрической трубы

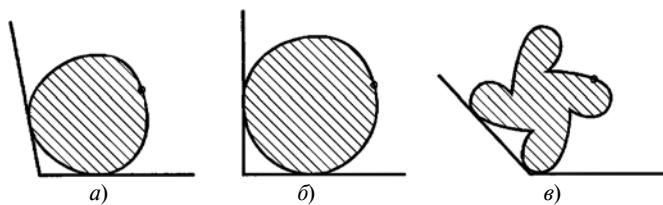


Рис. 9. Формы труб, обеспечивающие постоянное положение щупа при их вращении

ление 12 клиньев может привести к возникновению волн малой длины.

Согласно формуле (3) при  $n = 12$  относительные колебания кривизны составляют  $\pm 143e$  и даже при  $e = 10^{-3}$  равны  $\pm 0,143$ . При таких колебаниях кривизны и напряжений увеличивают запас прочности, т. е. массу труб. Также следует иметь в виду, что при экспандировании трубы жесткими сегментами в зоне сварного шва (или вблизи него) могут возникать трещины, что уменьшает долговечность трубы.

Методы изготовления труб следует усовершенствовать одновременно с улучшением методов их контроля [10]. Прежде всего, следует решить, что нужно контролировать.

Если радиус цилиндра определять как расстояние от его поверхности до некоторой точки, равноудаленной от всех точек поверхности, то следует иметь в виду, что для реальных труб такая точка не существует. Часто измеряют диаметр цилиндра, но при этом нельзя определить кривизну и возможные отклонения вогнутых участков.

Нельзя учесть и асимметрию сечения. Еще в 1948 г. академик А. Н. Колмогоров предложил задачу о контроле (измерении) "кругости" цилиндрической трубы [11]. Трубу 1 укладывают в угловой лоток 2 и приводят щуп 3 в контакт с ее поверхностью (рис. 8). При вращении круглой трубы щуп остается неподвижным, а его положение определяет диаметр трубы. При решении этой задачи следовало доказать, что только при вращении круглой трубы щуп остается неподвижным, или показать, что щуп может оставаться неподвижным и при

вращении труб некруглого сечения. В этом случае контроль могут пройти не только круглые трубы.

А. Н. Колмогоров справедливо указывал на большое практическое значение этой задачи, решение которой в тот период не было известно. Решение найдено только в 80-х годах XX века, и ответ оказался отрицательным. А. Бабичевым и В. Цыгикало было показано, что неподвижность щупа можно обеспечить и для труб некруглых сечений. На рис. 9 приведены примеры, построенные В. Цыгикало [11]. Причем сечения, приведенные на рис. 9, *a* и *b*, ограничены выпуклыми кривыми и хотя бы отдаленно похожи на окружности. Сечение трубы, показанное на рис. 9, *c*, ограничено не выпуклой кривой и совершенно не похоже на окружность (при вращении такой трубы произошло бы заклинивание щупа, но здесь это несущественно). Важно, что неподвижность щупа при вращении трубы не гарантирует того, что труба является круглой.

Необходимо найти более точные способы контроля кривизны и ее изменения по периметру трубы. Установление диапазона возможных колебаний этого параметра дает важную информацию о точности и равнопрочности труб и позволяет объективно оценить их качество.

В частности, если зафиксировать положение трубы и измерить расстояние от ее поверхности до некоторой неподвижной плоскости  $y_i$  ( $i = 1, 2, 3, \dots$ ), то можно оценить приближенные значения кривизны в точках, расположенных на расстояниях  $\Delta x$ , по формуле конечных разностей:

$$K_n = \frac{y_{n+1} - 2y_n + y_{n-1}}{\Delta x^2} \left[ 1 + \left( \frac{y_n - y_{n-1}}{\Delta x} \right) \right]^{-1,5},$$

где  $y_{n+1}, y_n, y_{n-1}$  — значения координаты  $y$  в точках  $n+1, n, n-1$ .

Однако эту формулу, заменив дифференциалы конечными разностями, можно использовать только для расчета малых величин  $\Delta x$ .

Методы контроля должны дать некоторую усредненную величину радиуса (диаметра) трубы, а также информацию об изменении (и стабильности) кривизны ее поверхности, что полнее характеризует качество труб.

#### Выводы

1. При расчете трубопроводов напряжения в трубах зависят не только от их размеров, но и от кривизны их поверхностей. При небольших отклонениях размеров от проектных значений отклонения кривизны и напряжений могут быть весьма значительными, и это нужно учитывать при выборе запасов прочности.

2. Необходимо разработать методы контроля труб, которые давали бы информацию не только о диаметре (радиусе) трубы, но и об изменении радиусов кривизны поверхности трубы.

## Повышение долговечности цепной передачи с увеличенным передаточным отношением

Рассматриваются расчет и проектирование цепных передач с увеличенным передаточным отношением, позволяющие повысить их долговечность.

**Ключевые слова:** цепная передача, передаточное отношение, звездочка, число зубьев, шаг цепи, одиночный зуб.

The analysis and design of chain gears with increased gear ratio, allowing to increase its durability, are considered.

**Keywords:** chain gear, gear ratio, chain wheel, teeth number, chain pitch, single tooth.

В тихоходных приводах машин цепные передачи используют преимущественно из-за простоты их конструкции, эксплуатации, возможности передачи больших нагрузок между параллельными валами на значительные расстояния. Предпочтение отдается цепной передаче, а не зубчатой потому, что в этом случае исключаются промежуточные зубчатые колеса.

В настоящее время для создания привода между параллельными валами с большим передаточным числом, например,  $i > 6$  и особенно  $i = 20 \div 40$ , предпочтение, безусловно, отдают зубчатой передаче — это приводы механизмов поворота кранов, бетоновозов, разных сушильных камер, смесителей и других машин. В таких случаях применяют зубчатые

колеса диаметром более 2 м, которые не только сложно изготовить, но и трудно смонтировать. Поэтому в сложившейся практике проектирования приводов при больших передаточных отношениях цепные передачи не применяют ввиду того, что приводная цепь, получив незначительное удлинение, теряет зацепление со звездочкой большего диаметра.

В специальной технической литературе [1, 2] рекомендуется в цепных передачах со втулочно-роликовой цепью принимать число зубьев звездочек не более  $100 \div 120$ , с зубчатой цепью — не более  $120 \div 140$ , при этом увеличение шага цепи в процессе эксплуатации не превышает  $2 \div 3\%$  вследствие потери ею зацепления с большей звездочкой [2]. Рекомендации по восстановлению зацепления цепи со звездочкой в упомянутых источниках отсутствуют.

В работе [3] предлагается повышать долговечность цепи периодическим увеличением диаметра делительной окружности большой звездочки при наличии в ней всего двух зубьев, но это неприемлемо ввиду частой корректировки зацепления цепи со звездочкой в процессе эксплуатации передачи.

Цель данной работы — создать звездочку большого диаметра для цепной передачи с увеличенным передаточным отношением, обеспечивающим ее длительную работу.



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 46)

3. Для изготовления труб необходима технология, исключающая возможность колебаний поверхности труб с малой длиной волны.

4. Желательно обеспечить и контролировать стабильность радиусов кривизны поверхности труб, а не только радиусов труб. Эти величины одинаковы только для идеальных круглых цилиндров, а не для реальных труб.

5. Сварные швы нарушают равнопрочность труб, разрушения которых чаще происходят по сварным швам или вблизи от них. Поэтому для обеспечения равнопрочности и повышения надежности труб участки вблизи сварных швов следует выполнять с увеличенной кривизной, что позволит уменьшить напряжения на этих участках.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Тимошенко С. П. Курс теории упругости. Киев: Наукова думка, 1972. 506 с.
2. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. 592 с.
3. Шинкин В. Н. Сопротивление материалов для металлургов. М.: Изд-во "Дом МИСиС", 2013. 655 с.

4. Марков Б. А. Опыт ремонта сварных соединений цепных роликов // Ремонт. Восстановление. Модернизация. 2008. № 11. С. 25—28.

5. Влияние технологии сварки на показатели механических свойств сварных морских газопроводов / И. Р. Валиулин, Е. А. Соловьев, А. С. Фик и др. // Сварочное производство. 2016. № 5. С. 3—8.

6. Оптимизация структуры и свойств зоны термического влияния сварных соединений / А. А. Величко, В. В. Орлов, У. А. Назилова и др. // Технология машиностроения. 2015. № 3. С. 36—41.

7. Варламов Д. Н., Стеклов О. Н. Дефекты коррозионного растрескивания в кольцевых сварных соединениях магистральных трубопроводов двух климатических регионов России // Технология машиностроения. 2012. № 7. С. 40—46.

8. Бровман М. Я. Сопротивление деформации металлов в процессах обработки давлением. ФРГ: Саарбрюкен: Академическое изд-во "Ламберт", 2014. 2016 с.

9. Бровман М. Я. Приближенный метод расчета напряжений при упругопластической деформации // Машиноведение. 1969. № 4. С. 66—73.

10. Пат. 2162758 Рос. Федерация: МПК 7B21C 37/12. Способ изготовления труб.

11. Савин А. Просто, как колумбово яйцо // Квант. 1993. № 1. С. 27—31.

Сначала установим механизм потери зацепления цепи со звездочкой. Рассмотрим втулочно-роликовую цепную передачу, имеющую звездочки с числами зубьев  $z_1 = 15$  и  $z_2 = 120$ , что соответствует рекомендациям работ [1, 2], и условным шагом  $p = 1$ . Диаметры делительных окружностей ( $d_d$ ) и окружностей выступов ( $D_e$ ) этих звездочек определяются по зависимостям [1, 2]:

$$d_d = p \operatorname{cosec} \frac{180^\circ}{z};$$

$$D_e = p \left( 0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} \right).$$

В работе [1] показано, что в результате износа шарниров цепи ее шаг увеличивается и при определенном значении теряется зацепление со звездочкой большого диаметра. Следовательно, при износе шарниров, равном 2 %, ее шаг составляет  $p' = 1,02p$ . В этом случае условные диаметры, на которых расположатся шарниры цепи на принятых к рассмотрению звездочках, составят:

для новой цепи:

$$d_{d15} = p \operatorname{cosec} \frac{180^\circ}{z_1} = 1 \operatorname{cosec} \frac{180^\circ}{15} = 4,81;$$

$$d_{d120} = p \operatorname{cosec} \frac{180^\circ}{z_2} = 1 \operatorname{cosec} \frac{180^\circ}{120} = 38,20;$$

для изношенной на 2 %:

$$d_{d15} = p' \operatorname{cosec} \frac{180^\circ}{z_1} = 1,02 \operatorname{cosec} \frac{180^\circ}{15} = 4,91;$$

$$d_{d120} = p' \operatorname{cosec} \frac{180^\circ}{z_2} = 1,02 \operatorname{cosec} \frac{180^\circ}{120} = 38,965.$$

Определим угловой шаг  $\gamma_z$  звездочек:

$$\gamma_{z15} = 360^\circ/15 = 24^\circ;$$

$$\gamma_{z120} = 360^\circ/120 = 3^\circ.$$

Расчет показал, что радиальное смещение шарниров по высоте зубьев звездочек для цепи с одним и тем же увеличением шага значительно увеличивается с увеличением числа зубьев звездочки, что объясняется уменьшением углового шага звездочек. Радиальное смещение шарниров цепи по зубьям звездочек с числами зубьев 15 (рис. 1, а) и 120 (рис. 1, б) в 7,5 раза больше на звездочке большего диаметра, чем на звездочке меньшего диаметра. Поэтому в ряде случаев цепь находится в нормальном зацеплении со звездочкой с малым числом зубьев и теряет зацепление со звездочкой с большим числом зубьев.

Из приведенного следует, что для повышения долговечности цепи при ее удлинении в результате износа шарниров необходимо корректировать диаметр делительной окружности большей звездочки [4].

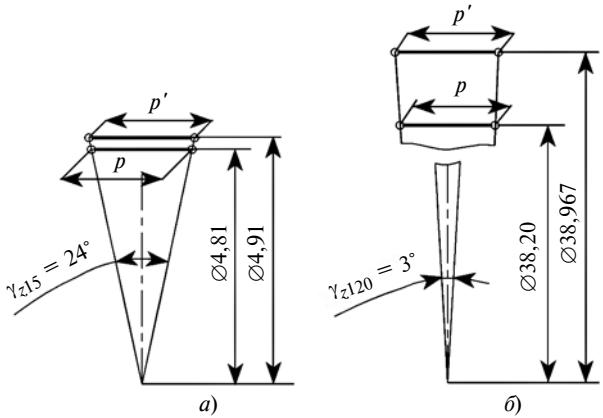


Рис. 1. Схемы расположения шарниров цепи по высоте зубьев звездочек с  $z = 15$  (а) и  $120$  (б) при износе (удлинении) шага цепи на 2 %

Максимальный диаметр  $d_{\max}$  расположения шарниров роликовой цепи, при котором она полностью теряет зацепление с зубьями звездочки:

$$d_{\max} = (d_{\text{рол}} + D_e),$$

где  $d_{\text{рол}}$  — диаметр ролика цепи;  $D_e$  — наружный диаметр звездочки (табличное значение по ГОСТ 591—69).

Принципиальный подход к обеспечению нормального зацепления цепи с увеличенным шагом, вызванным износом шарниров, предлагается патент [4]. Его недостатком [5] является малое число одиночных зубьев на звездочке меньшего диаметра (всего два), что требует частого, хотя и весьма незначительного увеличения делительного диаметра звездочки. Устранить этот недостаток предлагается увеличением одиночных зубьев на большой звездочке до такого числа, при котором цепь с увеличенным шагом расположится на звездочке по прямой линии между двумя одиночными зубьями, опираясь на них роликами, а ролик в средней ее части будет касаться диаметра впадин между зубьями звездочки в стандартном исполнении. Тогда необходимое число одиночных зубьев  $z_0$  на большой звездочке можно определить по формуле

$$z_0 = 360^\circ/\gamma,$$

где  $\gamma$  — угол между одиночными зубьями на большой звездочке (рис. 2).

При этом увеличенный делительный диаметр для удобства выражим через увеличенный делительный радиус:

$$R_{\max} = 0,5(d_{\text{рол}} + D_e).$$

Из соотношения  $R_f = R_{\max} \cos \frac{\gamma}{2} - 0,5d_{\text{рол}}$  (см. рис. 2) определяется расчетный угол  $\gamma_p$  между одиночными зубьями на большой звездочке:

$$\gamma_p = 2 \arccos \frac{R_f + 0,5d_{\text{рол}}}{R_{\max}}, \quad (1)$$

где  $R_f$  — радиус окружности впадин между зубьями в стандартных звездочках, в которых размещаются ролики цепи диаметром  $d_{\text{рол}}$ .

Подставив в уравнение (1) значения  $R_{\max} = 0,5(d_{\text{рол}} + D_e)$  и  $R_f = R_1 - 0,5d_{\text{рол}}$ , после преобразования получим:

$$\gamma_p = 2\arccos \frac{R_1}{0,5(d_{\text{рол}} + D_e)}. \quad (2)$$

После определения угла  $\gamma_p$  по зависимости (2) рассчитывается число одиночных зубьев по формуле

$$z_{0p} = 360^\circ / \gamma_p,$$

которое округляется до ближайшего целого числа, большего  $z_0$ .

Далее определяется расчетное число шагов цепи между одиночными зубьями:

$$n_{3,p} = z/z_0,$$

которое округляется до целого числа  $n_3$ , равного числу зубьев, где  $z$  — задаваемое число зубьев на обычной звездочке.

Окончательное число шагов цепи по увеличенному делительному диаметру звездочки:

$$n = n_3 z_0.$$

Угол  $\gamma$  между отдельными зубьями большой звездочки уточним по формуле

$$\gamma = 360^\circ / z_0.$$

Предельное удлинение  $\Delta L$  цепи между одиночными зубьями по рис. 2 при этом составит:

$$\Delta L = 2R_{\max} \sin \frac{\gamma}{2} - n_3 p.$$

Относительное удлинение шага цепи в процентах составит:

$$\Delta L'_y = 100(\Delta L / n_3 p).$$

Расчетная толщина компенсирующей прокладки для увеличения радиуса делительной окружности

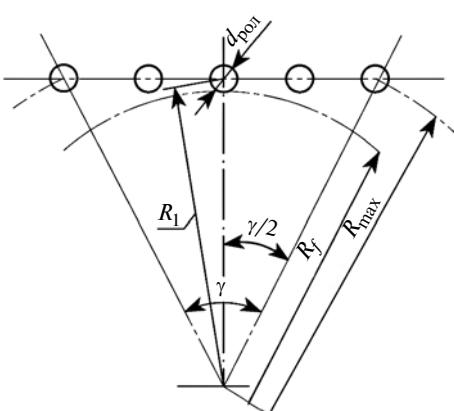


Рис. 2. Расчетная схема положения цепи с увеличенным шагом

#### Результаты расчета параметров звездочки, повышающих долговечность цепной передачи

Исходные параметры звездочек	Pредварительное число зубьев звездочек	40	120	200
	Шаг цепи, мм	25,4		
Делительный диаметр/радиус $d_1/R_1$ , мм (ГОСТ 591–69)	323,75	970,32	1617,08	
Максимальный радиус $R_{\max}$ , мм, расположения шарниров цепи	101,85	485,6	808,54	
172,075	495,71	819,26		
Расчетный угол $\gamma_p^o$ между одиночными зубьями	39,654	23,68	18,56	
Расчетное число $z_0$ одиночных зубьев	9,08	19,6	19,39	
Конструктивно принято число $z_0$ зубьев	10	20	20	
Число $n_{3,p}$ шагов цепи на один одиночный зуб	4	6	10	
Угловой шаг $\gamma^o$ между одиночными зубьями	36	18	18	
Максимальное удлинение $\Delta L$ , мм, цепи между одиночными зубьями	4,75	2,69	2,32	
Относительное удлинение $\Delta L'_y$ цепи, %	4,67	1,77	0,91	
Толщина $\delta$ , мм, компенсирующей прокладки	7,43	8,56	7,38	

ти при очередном восстановлении зацепления цепи со звездочкой составит:

$$\delta = \frac{\Delta L}{\gamma} = \left[ 2R_{\max} \sin \frac{\gamma}{2} - n_3 p \right] / \gamma.$$

Расчет толщины  $\delta$  прокладки приведен в таблице. Компенсирующая толщина прокладки рассчитана для предельного износа шарниров цепи. Поэтому при компенсации зацепления увеличение радиуса делительной окружности следует заменять ее новыми при предельном относительно допустимом увеличении шага на 60÷70 %, что будет соответствовать пропорционально уменьшенной рассчитанной величине  $\delta$ .

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Машиностроение.** Энциклопедия в 40 т. Т. IV-I. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка / Ред. кол. Д. Н. Решетов, А. П. Гусенков, Ю. Н. Дроздов и др. Под общей редакцией Д. Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1995. 864 с.

2. **Готовцев А. А., Столбин Г. Б., Котенок И. П.** Проектирование цепных передач. М.: Машиностроение, 1973. 384 с.

3. **Пат. 37361 Украина:** МПК F16G 13/00. Цепная передача.

4. **Пат. 88356 Украина:** МПК F16H 9/00 F16G 13/00. Способ повышения долговечности работы цепных передач.

5. **Обоснование** конструкции, расчет и испытания цепных передач с повышенными передаточными отношениями / Н. И. Хабрат, Э. А. Абдуллаев, Э. Д. Умеров, Э. С. Сулейманов // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Вып. 36. Технические науки. Симферополь: НИЦ КИПУ, 2012. С. 61–64.

И. В. ЛАВРОВ, канд. физ.-мат. наук, В. В. БАРДУШКИН, д-р физ.-мат. наук (МИЭТ, г. Зеленоград),  
А. П. СЫЧЕВ, канд. физ.-мат. наук (РГУПС, Южный научный центр РАН, г. Ростов-на-Дону),  
В. Б. ЯКОВЛЕВ, д-р физ.-мат. наук (МИЭТ), e-mail: alekc\_sap@mail.ru

## Прогнозирование эффективной теплопроводности многокомпонентных текстурированных трибокомпозитов<sup>1</sup>

На основании обобщенного сингулярного приближения получены выражения для расчета эффективной теплопроводности трехкомпонентного трибокомпозита с армирующими сфероидальными включениями. Исследованы зависимости теплопроводности от объемной доли и аспектного соотношения эллипсоидных включений.

**Ключевые слова:** трибокомпозит, армирование, сфероидальные включения, теплопроводность.

Basing on generalized singular approximation the expressions for analysis of effective heat conductivity of three-component tribocomposite with reinforcing spheroidal inclusions are obtained. The dependencies of heat conductivity from volume ratio and aspect relation of ellipsoidal inclusions are studied.

**Keywords:** tribocomposite, reinforcing, spheroidal inclusions, heat conductivity.

Для композитных материалов и конструкций из них, подвергающихся интенсивным внешним воздействиям различных физических полей, наряду с механическими характеристиками большое значение имеют их теплофизические свойства, в том числе теплопроводность. Например, при трении вследствие неравномерного нагревания поверхностных и объемных слоев существенно изменяются физико-механические свойства трибокомпозитов, влияющие на их трибологические характеристики [1]. Поэтому исследование влияния состава, структуры и концентрации элементов неоднородности на эффективную теплопроводность трибокомпозитов является актуальной проблемой.

Математически расчет эффективной теплопроводности неоднородного материала при отсутствии в нем конвективного и радиационного переноса тепловой энергии аналогичен расчету эффективных диэлектрических, электропроводящих и магнитных характеристик неоднородных сред, поскольку в стационарном случае распределение температурного поля в среде описывается такими же уравнениями, как и распределения стационарных электрического и магнитного полей. Поэтому методы и подходы, разработанные для вычисления эффективных диэлектрических и электропроводя-

щих характеристик, могут быть применены и для расчетов теплопроводящих характеристик неоднородных сред. В частности, для простейших изотропных двухкомпонентных систем давно используют классические приближения Максвелла — Гарнетта [2] и Бруггемана [3]. При этом есть оригинальные методы (как эмпирические, так и теоретические), разработанные для прогнозирования эффективных теплопроводящих свойств неоднородных материалов.

Обзоры методов и приближений для оценок теплопроводящих характеристик неоднородных сред приведены, например, в работах [4, 5]. Подавляющее большинство методов имеют узкую направленность, а также не учитывают текстуру материала, т. е. наличие в нем выделенных направлений, вследствие чего материал становится анизотропным, а его эффективная теплопроводность становится тензорной величиной. Вместе с тем, именно текстурированные композитные материалы находят все большее применение в технике.

В данной работе обобщенное сингулярное приближение для вычисления эффективных диэлектрических и упругих характеристик неоднородных сред, основы которого заложены в работах [6, 7] и развиты в работах [8, 9], применяется для прогнозирования теплопроводящих свойств трехкомпонентного трибокомпозита с текстурой, обусловленной наличием стеклянных армирующих включений в виде волокон или тонких дисков фиксированной ориентации. Исследуется зависимость компонент тензора эффективной теплопроводности от объемной доли армирующих включений, а также от их отношения, т. е. от степени их вытянутости или сжатости.

Рассмотрим образец объемом  $V$  статистически однородного композиционного материала, состоящего из матрицы (непрерывного компонента) и содержащихся в ней  $n$  видов включений. Считаем, что включения каждого вида распределены по объему образца случайным образом. Каждое включение  $i$ -го вида имеет форму эллипса с фиксированными размерами полуосей  $a_1^{(i)}, a_2^{(i)}, a_3^{(i)}$ ,  $i = 1, n$  и фиксированной ориентацией, одинаковой для всех включений данного вида, причем ориентации геометрических осей эллипсов совпадают с кристаллографическими осями материала включений. Обозначим тензор теплопроводности матрицы  $\mathbf{K}^{(m)}$ , тензор теплопроводности включения

<sup>1</sup> Работа выполнена при поддержке РФФИ, гранты 16-08-00262-а, 17-08-01374-а.

$i$ -го вида —  $\mathbf{k}^{(i)}$ ,  $i = \overline{1, n}$ , и будем считать, что в материале отсутствуют внутренние источники тепла.

Пусть к границе  $S$  данного образца приложено постоянное во времени однородное температурное поле с напряженностью  $\mathbf{H}_0$ . При этом в образце устанавливается некоторое постоянное температурное поле  $u(\mathbf{r})$  с напряженностью  $\mathbf{H}(\mathbf{r}) = -\nabla u(\mathbf{r})$  и постоянное распределение тепловых потоков, векторы плотности  $\mathbf{q}(\mathbf{r})$  которых связаны с напряженностью  $\mathbf{H}(\mathbf{r})$  согласно закону Фурье материальным уравнением

$$\mathbf{q}(\mathbf{r}) = \mathbf{k}(\mathbf{r})\mathbf{H}(\mathbf{r}).$$

Здесь  $\mathbf{k}(\mathbf{r})$  — тензор теплопроводности данного неоднородного материала, который является случайной кусочно-постоянной функцией координат:

$$\mathbf{k}(\mathbf{r}) = \begin{cases} \mathbf{k}^{(m)}, \mathbf{r} \in V^{(m)}; \\ \mathbf{k}^{(i)}, \mathbf{r} \in V^{(i)}, i = \overline{1, n}, \end{cases}$$

где  $V^{(m)}$  — объем матрицы;  $V^{(i)}$  — суммарный объем всех включений  $i$ -го вида.

Необходимо вычислить тензор  $\mathbf{k}^*$  эффективной теплопроводности данного образца композитной среды, связывающий средние по объему значения векторов плотности  $\mathbf{q}$  теплового потока и напряженности  $\mathbf{H}$  температурного поля:

$$\langle \mathbf{q} \rangle = \mathbf{k}^* \langle \mathbf{H} \rangle.$$

Для нахождения тензора  $\mathbf{k}^*$  рассмотрим краевую задачу для скалярного поля  $u(\mathbf{r})$  в данном образце:

$$\nabla \cdot \mathbf{k}(\mathbf{r}) \nabla u(\mathbf{r}) = 0, \quad \mathbf{r} \in V; \quad u|_S = -(\mathbf{H}_0 \cdot \mathbf{r}). \quad (1)$$

Краевая задача (1) решается введением однородного тела сравнения [6—9], для которого рассматривается аналогичная задача. Представим  $u(\mathbf{r})$  и  $\mathbf{k}(\mathbf{r})$  в виде:

$$u(\mathbf{r}) = u^{(c)}(\mathbf{r}) + u'(\mathbf{r}); \quad \mathbf{k}(\mathbf{r}) = \mathbf{k}^{(c)} + \mathbf{k}'(\mathbf{r}).$$

Здесь индекс "c" относится к телу сравнения, имеющему такие же размеры и форму, что и образец композитной среды (штрихом обозначены отклонения от параметров тела сравнения). Для тела сравнения задача формулируется аналогично (1):

$$\nabla \cdot \mathbf{k}^{(c)} \nabla u^{(c)}(\mathbf{r}) = 0, \quad \mathbf{r} \in V; \quad u^{(c)}|_S = -(\mathbf{H}_0 \cdot \mathbf{r}). \quad (2)$$

Вычтя уравнения (2) из уравнений (1), получим краевую задачу вида:

$$\nabla \cdot \mathbf{k}^{(c)} \nabla u'(\mathbf{r}) = -\nabla \cdot \mathbf{k}'(\mathbf{r}) \nabla u(\mathbf{r}), \quad \mathbf{r} \in V; \quad u'|_S = 0. \quad (3)$$

Введем функцию Грина  $G(\mathbf{r}, \mathbf{r}_1)$  в уравнение задачи (3) с условиями:

$$\nabla \cdot \mathbf{k}^{(c)} \nabla G(\mathbf{r}, \mathbf{r}_1) = -\delta(\mathbf{r} - \mathbf{r}_1); \quad G(\mathbf{r}, \mathbf{r}_1)|_{\mathbf{r}_1 \in S} = 0.$$

Тогда решение задачи (3) можно записать в виде интеграла [8]:

$$u'(\mathbf{r}) = \int_V G(\mathbf{r}, \mathbf{r}_1) \nabla \cdot \mathbf{k}'(\mathbf{r}_1) \nabla u(\mathbf{r}_1) d\mathbf{r}_1.$$

Причем, если тело считать неограниченным, то  $G(\mathbf{r}, \mathbf{r}_1) = G(\mathbf{r}_1 - \mathbf{r})$ .

Опустив промежуточные выкладки, приведем выражение для  $\mathbf{k}^*$  в обобщенном сингулярном приближении для среды, состоящей из эллипсоидных включений [8, 10]:

$$\mathbf{k}^* = \langle \mathbf{k}(\mathbf{r})(\mathbf{I} - \mathbf{g}\mathbf{k}'(\mathbf{r}))^{-1} \rangle \langle (\mathbf{I} - \mathbf{g}\mathbf{k}'(\mathbf{r}))^{-1} \rangle^{-1}. \quad (4)$$

Здесь  $\mathbf{I}$  — единичный тензор 2-го ранга;  $\mathbf{g}$  — тензор, связанный с конкретным эллипсоидальным включением, компоненты которого определяются выражениями [8], интегрирование которых ведется по поверхности  $S'$  данного включения:

$$g_{ij} = \oint_{S'} \frac{\partial G(\mathbf{r}')}{\partial x'_i} n'_j dS', \quad i, j = 1, 2, 3,$$

где  $n'_j$  —  $j$ -я компонента внешней единичной нормали к поверхности  $S'$ .

Тензор  $\mathbf{g}$  зависит от формы включения, а также от тензорного материального параметра  $\mathbf{k}^{(c)}$  среды сравнения. Если оси эллипсоида совпадают с главными осями тензора  $\mathbf{k}^{(c)}$ , для компонент тензора  $\mathbf{g}$  справедливы выражения [10]:

$$g_{jj} = -\frac{\tilde{L}_j}{k_j^{(c)}}, \quad j = 1, 2, 3; \quad g_{ij} = 0, \quad i \neq j, \quad (5)$$

где

$$\tilde{L}_j = \frac{\tilde{a}_1 \tilde{a}_2 \tilde{a}_3}{2} \int_0^\infty \frac{dq}{(\tilde{a}_j^2 + q)[(\tilde{a}_1^2 + q)(\tilde{a}_2^2 + q)(\tilde{a}_3^2 + q)]^{1/2}}, \quad j = 1, 2, 3 \quad (6)$$

— главные компоненты тензора  $\tilde{\mathbf{L}}$  обобщенных геометрических факторов эллипсоида в анизотропной среде [11];

$$\tilde{a}_j = a_j / \sqrt{k_j^{(c)}}, \quad j = 1, 2, 3 \quad (7)$$

— обобщенные полуоси эллипсоида с учетом анизотропии среды;  $k_j^{(c)}, j = 1, 2, 3$  — главные компоненты тензора  $\mathbf{k}^{(c)}$ .

Выбирая в качестве параметра  $\mathbf{k}^{(c)}$  среды сравнения разные значения, из равенства (4) получим разные типы приближений [8]. В частности, взяв  $\mathbf{k}^{(c)} = \mathbf{k}^*$ , получим метод самосогласования.

Далее рассмотрим композит матричного типа с двумя видами включений, все три компонента которого — изотропные материалы со скалярной теплопроводностью. Матрица — эпоксидное связующее ЭД-20; включения первого вида (анти-

фрикционный компонент) — политетрафторэтилен (ПТФЭ) сферической формы с радиусом  $a^{(1)}$ ; включения второго вида (армирующий компонент) — алюмоборосиликатное стекло в форме сфероидов (эллипсоидов вращения) с полуосами  $a_1^{(2)} = a_2^{(2)}$ ,  $a_3^{(2)}$  ( $a_3^{(2)}$  — полуось в направлении оси вращения сфероида). Коэффициенты теплопроводности, Вт/(м · К), компонентов:  $k^{(m)} \approx 0,2$  (матрица),  $k^{(1)} \approx 0,25$  (ПТФЭ),  $k^{(2)} \approx 1,3$  (стекло) [12]. Предполагается, что оси всех включений второго вида ориентированы одинаково. Объемные доли включений первого и второго видов обозначим соответственно  $f^{(1)}$ ,  $f^{(2)}$ , при этом объемная доля матрицы составит  $f^{(m)} = 1 - f^{(1)} - f^{(2)}$ . В данных условиях, несмотря на то, что материальные характеристики всех компонентов изотропны, композит в целом имеет анизотропию теплопроводящих свойств. Введем систему координат  $x_1x_2x_3$ , связанную с текстурой образца, направим ось  $x_3$  параллельно осям включений второго вида, а оси  $x_1$  и  $x_2$  — перпендикулярно оси  $x_3$  и друг другу. В данной системе тензор  $\mathbf{k}^*$  будет диагональным и однородным в силу вращательной симметрии относительно оси  $x_3$ .

Применим к композиту данного вида выражение (4) с учетом соотношений (5) и примем  $\mathbf{k}^{(c)} = \mathbf{k}^*$ , т. е. используем метод самосогласования. Тогда для расчета главных компонент тензора  $\mathbf{k}^*$  получим систему уравнений:

$$k_j^* = \langle k(\mathbf{r})[1 + (k_j^*)^{-1}\tilde{L}_j(k(\mathbf{r}) - k_j^*)]^{-1} \times \\ \times \langle [1 + (k_j^*)^{-1}\tilde{L}_j(k(\mathbf{r}) - k_j^*)]^{-1} \rangle^{-1}, \\ j = 1, 2; \quad k_2^* = k_1^*. \quad (8)$$

Данная система не распадается на три независимые друг от друга уравнения для каждой компоненты, так как каждая из величин  $\tilde{L}_j$ ,  $j = 1, 2, 3$ , определяемых соотношениями (6), зависит от всех трех главных компонент  $k_j^*$ .

Поскольку все включения, относящиеся к конкретному компоненту материала, имеют одинаковые форму и ориентацию, то усреднение в системе (8) сводится к вычислению средних по объему значений. Для удобства введем тензор  $\lambda(\mathbf{r})$  с главными компонентами:

$$\lambda_j(\mathbf{r}) = [1 + (k_j^*)^{-1}\tilde{L}_j(k(\mathbf{r}) - k_j^*)]^{-1}, \quad j = 1, 2, 3.$$

Тогда уравнение (8) запишется в виде:

$$k_j^* = (f^{(m)}k^{(m)}\lambda_j^{(m)} + f^{(1)}k^{(1)}\lambda_j^{(1)} + \\ + f^{(2)}k^{(2)}\lambda_j^{(2)})(f^{(m)}\lambda_j^{(m)} + f^{(1)}\lambda_j^{(1)} + f^{(2)}\lambda_j^{(2)})^{-1}, \\ j = 1, 2, 3. \quad (9)$$

где  $\lambda_j^{(m)}$ ,  $\lambda_j^{(1)}$ ,  $\lambda_j^{(2)}$  — главные компоненты тензора  $\lambda(\mathbf{r})$  соответственно для матрицы и включений первого и второго видов:

$$\left. \begin{aligned} \lambda_j^{(m)} &= \left[ 1 + (k_j^*)^{-1}\tilde{L}_j^{(m)}(k^{(m)} - k_j^*) \right]^{-1}; \\ \lambda_j^{(i)} &= \left[ 1 + (k_j^*)^{-1}\tilde{L}_j^{(i)}(k^{(i)} - k_j^*) \right]^{-1}, \\ i &= 1, 2; \quad j = 1, 2, 3. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

В уравнениях (10)  $\tilde{L}_j^{(m)}$ ,  $\tilde{L}_j^{(1)}$ ,  $\tilde{L}_j^{(2)}$ ,  $j = 1, 2, 3$  — главные значения тензоров обобщенных геометрических факторов элементов неоднородности, относящихся соответственно к матрице и включениям первого и второго видов.

Отметим, что значения  $\tilde{L}_j^{(m)}$ ,  $\tilde{L}_j^{(1)}$ ,  $\tilde{L}_j^{(2)}$  зависят не от абсолютных размеров элементов неоднородности, а только от отношения  $\tilde{a}_1 : \tilde{a}_2 : \tilde{a}_3$  обобщенных полуосей элемента неоднородности данного вида с учетом анизотропии среды сравнения. Для частиц, составляющих матрицу, можно принять  $a_1^{(m)} = a_2^{(m)} = a_3^{(m)} = 1$ , тогда для обобщенных полуосей частиц матрицы по формулам (7) получим:

$$\tilde{a}_1^{(m)} = \tilde{a}_2^{(m)} = (k_1^*)^{-1/2}; \quad \tilde{a}_3^{(m)} = (k_3^*)^{-1/2}.$$

Для обобщенных полуосей включений первого и второго видов аналогично получим:

$$\tilde{a}_1^{(1)} = \tilde{a}_2^{(1)} = a^{(1)}(k_1^*)^{-1/2}; \quad \tilde{a}_3^{(1)} = a^{(1)}(k_3^*)^{-1/2};$$

$$\tilde{a}_1^{(2)} = \tilde{a}_2^{(2)} = a_1^{(2)}(k_1^*)^{-1/2}; \quad \tilde{a}_3^{(2)} = a_3^{(2)}(k_3^*)^{-1/2}.$$

Таким образом, главные компоненты тензора  $k_j^*$ ,  $j = 1, 2, 3$  эффективной теплопроводности трибокомпозита данного типа определяются из системы уравнений (9).

На основании формул (9) и (10) провели численное моделирование с целью прогнозирования эффективных теплопроводящих характеристик трехкомпонентного трибокомпозита указанного типа с разными объемными долями входящих в его состав компонентов и при разных аспектных отношениях  $\alpha = a_3^{(2)} : a_1^{(2)}$  стеклянных включений. При  $\alpha > 1$  включения являются вытянутыми сфероидами. Использование включений при  $\alpha \gg 1$  позволяет моделировать неоднородную среду, содержащую волокна. При  $\alpha < 1$  включения являются сжатыми сфероидами, которые при  $\alpha \ll 1$  по форме близки к чешуйкам и позволяют моделировать среду слоистой структуры.

Зависимости на рис. 1—3 показывают, что композит при  $\alpha \neq 1$  является анизотропным. При вытянутых стеклянных включениях ( $\alpha > 1$ ) главная компонента  $k_3^* \equiv k_{33}^*$ , соответствующая направлению вдоль оси  $x_3$ , больше главной компоненты  $k_1^* \equiv k_{11}^*$ , соответствующей направлениям в плос-

кости  $x_1x_2$ . При сжатых стеклянных включениях — наоборот,  $k_3^* < k_1^*$ . При фиксированной объемной доле стеклянных включений увеличение их вытянутости ведет к увеличению компоненты  $k_3^*$  и уменьшению компоненты  $k_1^*$ , но при очень сильно вытянутых включениях (см. рис. 3) имеет место насыщение, т. е. все зависимости в асимптотике имеют конечный предел. Аналогично, насыщение наблюдается и при очень сильно сжатых включениях.

Увеличение объемной доли стеклянных включений приводит к увеличению обеих главных компонент тензора  $\mathbf{k}^*$ . Однако отметим, что и абсолютная разность значений компонент, и тем более относительная, уменьшаются с увеличением объемной доли стеклянных включений (см. рис. 1 и 2).

Для трибокомпозитов, армированных стеклянными волокнами, наиболее важной является компонента тензора  $\mathbf{k}^*$ , перпендикулярная направлению, в котором ориентированы волокна, в данном случае  $k_1^*$ . Для трибокомпозитов, армированных тонкими дисками, наиболее важной является компонента, перпендикулярная плоскости, в которой ориентированы армирующие элементы, в данном

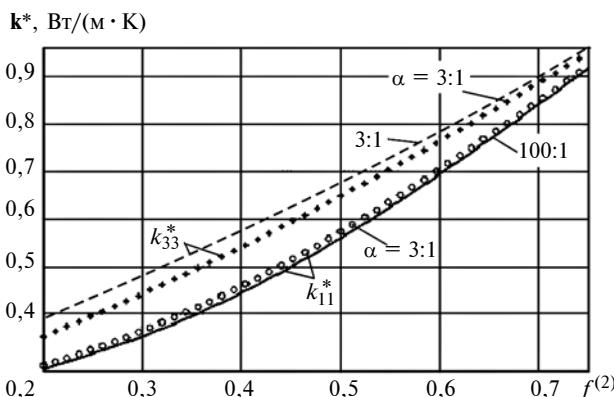


Рис. 1. Зависимости главных компонент тензора эффективной теплопроводности трибокомпозитов от объемной доли стеклянных включений в форме вытянутых сфероидов при объемной доле ПТФЭ, равной 0,05

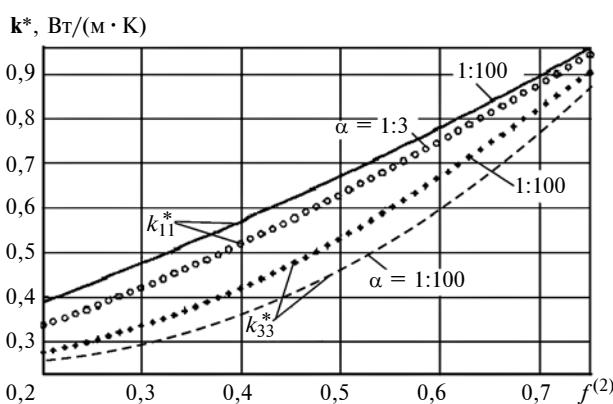


Рис. 2. Зависимости главных компонент тензора эффективной теплопроводности трибокомпозитов от объемной доли стеклянных включений в форме сжатых сфероидов при объемной доле ПТФЭ, равной 0,05

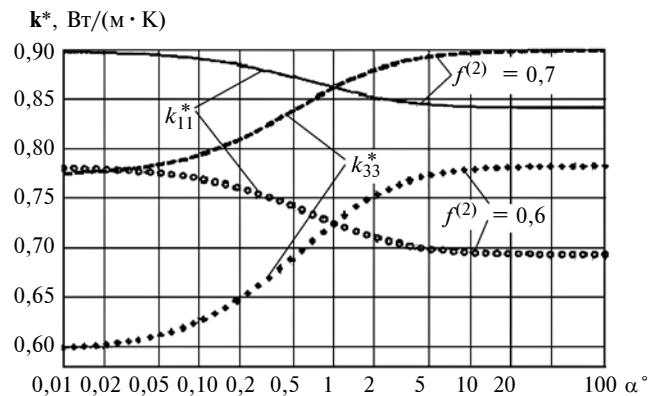


Рис. 3. Зависимости главных компонент тензора эффективной теплопроводности трибокомпозитов от аспектного отношения стеклянных включений (объемная доля ПТФЭ равна 0,05, стекла — 0,6 и 0,7)

случае компонента  $k_3^*$ . Зависимости на рис. 3 показывают, что при равных объемных долях волокон или тонких дисков компонента  $k_1^*$  композита с волокнами больше компонента  $k_3^*$  композита с дисками. В частности, при объемной доле стеклянных включений 0,7 имеем  $k_1^* \approx 0,84$  при  $a_3^{(2)}:a_1^{(2)} = 100$  и  $k_3^* \approx 0,775$  при  $a_3^{(2)}:a_1^{(2)} = 0,01$ .

## Выводы

На основании обобщенного сингулярного приближения получены формулы (9) и (10) для расчета главных компонент тензора эффективной теплопроводности трехкомпонентного матричного трибокомпозита при фиксированной ориентации армирующих включений, имеющих сфероидальную форму.

С помощью полученных формул исследованы зависимости главных компонент тензора теплопроводности композита данного вида от объемной доли и аспектного отношения армирующих включений из алюмоборосиликатного стекла.

Формулы (9) и (10) допускают простое обобщение при большем числе компонентов в материале и условии, что все компоненты имеют скалярную теплопроводность, а их частицы одинаково ориентированы.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Колесников В. И. Термофизические процессы в металлокомпозитах. М.: Наука, 2003. 279 с.
2. Garnett J. C. M. Colours in metal glasses and in metallic films // Phil. Trans. R. Soc. Lond. 1904. V. 203. P. 385—420.
3. Bruggeman D. A. G. Berechnung verschiedener physikalischer Konstanten von heterogenen Substanzen // Ann. Phys. Lpz. 1935. B. 24. S. 636—679.

Н. Ю. ЗЕМЛЯНУШНОВА, А. А. ПОРОХНЯ, кандидаты технических наук, Н. А. ЗЕМЛЯНУШНОВ  
(Северо-Кавказский федеральный университет, г. Ставрополь), В. В. ФАДЕЕВ, канд. техн. наук  
(ОАО "Белебеевский завод "Автонормаль", г. Белебей), e-mail: zemlyanushnova@rambler.ru

## Изготовление и испытание пружин клапанов ДВС из проволоки уменьшенного сечения<sup>1</sup>

Предложен новый способ изготовления и испытания внутренних пружин, изготовленных из проволоки уменьшенного сечения, для клапанов двигателей автомобилей ВАЗ. Показаны повышение ресурса экспериментальных пружин по сравнению с серийными и стабилизация силовых параметров.

**Ключевые слова:** ресурс пружины, пластическое упрочнение, технология изготовления пружин, проволока уменьшенного сечения, снижение массы пружины.

The new manufacturing and test method of internal springs from wire of reduced cross-section for valves of VAZ automobiles with increased resource and more stable strength parameters comparing with serial ones are suggested.

**Keywords:** spring, wire, manufacturing technology, plastic strengthening, resource, mass.

Один из важных показателей современных автомобилей — экономичность, поэтому актуально снижение массы (в своем классе) как самих автомобилей, так и их узлов, в том числе двигателей. В автомобилестроении давно стремятся к снижению рабочего объема (литраж) ДВС при той же, а порой и более высокой мощности. Максималь-

<sup>1</sup> Работа выполнена при поддержке ФГБУ "Фонд содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере по теме "Разработка способа повышения ресурса высоконагруженных пружин сжатия для высокоскоростных транспортных средств". Победитель программы УМНИК.

ный эффект дает миниатюризация пружин клапанов ДВС. По утверждению Т. Масуды [1, 2], снижение массы пружины на 1 г (на  $\approx 2\%$ ) позволяет уменьшить расход топлива на 0,2 % в результате снижения потерь на трение в кулачках и увеличения частоты вращения двигателя на  $100 \div 200 \text{ мин}^{-1}$ . Кроме того, миниатюризация пружин клапана позволяет уменьшить высоту и массу двигателя.

За 1980—2017 годы масса пружины клапана снизилась в  $\approx 2\text{--}3$  раза, а мощность ДВС при том же рабочем объеме повысилась в 2 раза и более. Рабочие напряжения пружин клапанов новых ДВС достигли 900 МПа. Например, современные зарубежные двигатели объемом 1,4 л имеют мощность  $\approx 103 \text{ кВт}$  (140 л. с.), а в 80-е годы 20 века отечественный автомобиль при объеме двигателя 1,6 л имел мощность всего  $\approx 55,2 \text{ кВт}$  (75 л. с.).

Пружины клапанов должны иметь высокое сопротивление усталости в многоцикловой области и высокое сопротивление релаксации и ползучести при повышенных температурах [1]. Высокопрочная и качественная (при оптимальной стоимости) проволока при серийной технологии изготовления высоконагруженных пружин уже не является 100 %-й гарантией их работы без поломок и осадок. Поэтому необходимо совершенствовать технологию изготовления и упрочнения пружин клапанов ДВС.

Для повышения качества пружин и уменьшения их массы предложен новый способ изготовления [3]. Упрочненную проволоку подают на пружинонавивочный автомат и навивают пружину с шагом, большим шага готовой пружины. Пружины подвер-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 54)

4. Progelhof R. C., Throne J. L., Ruetsch R. R. Methods for Predicting the Thermal Conductivity of Composite Systems: A Review // Polymer Engineering And Science. 1976. V. 16. N. 9. P. 615—625.
5. Pietrak K., Wisniewski T. S. A review of models for effective thermal conductivity of composite materials // J. of Power Technologies. 2015. V. 95. N. 1. P. 14—24.
6. Фокин А. Г. Диэлектрическая проницаемость смесей // ЖТФ. 1971. Т. 41. Вып. 6. С. 1073—1079.
7. Шермергор Т. Д. Теория упругости микронеоднородных сред. М.: Наука, 1977. 399 с.
8. Об объединении методов оценки эффективных диэлектрических характеристик гетерогенных сред на основе обобщенного сингулярного приближения / В. И. Колесников, В. Б. Яковлев, В. В. Бардушкин и др. // Доклады Академии наук. 2013. Т. 452. № 1. С. 27—31.
9. О методе анализа распределений локальных электрических полей в композиционном материале / В. И. Колесников, В. Б. Яковлев, В. В. Бардушкин и др. // Доклады Академии наук. 2016. Т. 467. № 3. С. 275—279.
10. О вычислении эффективной теплопроводности текстурированных трибокомпозитов / И. В. Лавров, В. В. Бардушкин, А. П. Сычев и др. // Экологический вестник научных центров Черноморского экономического сотрудничества. 2017. № 2. С. 48—56.
11. Лавров И. В. Произвольно ориентированный диэлектрический эллипсоид в анизотропной среде: метод неортогонального преобразования пространства // Фундаментальные проблемы радиоэлектронного приборостроения. М.: МИРЭА, 2013. Т. 13. № 1. С. 44—47.
12. Физические величины: Справочник / Под ред. И. С. Григорьева, Е. З. Мейлихова. М.: Энергоатомиздат, 1991. 1232 с.

гают отпуску при температуре  $410 \pm 10$  °С. После 100 %-го люмоконтроля осуществляют шлифование торцов и дробеметный наклеп, промывку. Способ отличается тем, что пластическое упрочнение пружин осуществляют при температуре  $200 \div 250$  °С сжатием осевой нагрузкой  $(10 \div 300)F_3$  ( $F_3$  — сила сжатия пружины до соприкосновения витков) и снимают фаски с торцов. Нагрузку можно прикладывать вибрационно. Последние операции — нанесение защитного покрытия, консервация и упаковка.

Спроектировано и изготовлено новое устройство, проведены его испытания для упрочнения внутренних пружин клапанов двигателей автомобилей семейства ВАЗ. Устройство не допускает искривления оси и погрешностей диаметра пружин и рекомендуется к применению в массовом производстве [4].

В табл. 1 приведены параметры наружной и внутренней пружин клапана ДВС из проволоки уменьшенного сечения. Так как внутренняя пружина клапана — наиболее напряженная, то теоретическое обоснование пластического упрочнения проведено для внутренних пружин клапана из проволоки уменьшенного сечения [5]. Методика исследования напряженно-деформированного состояния пружи-

ны при пластическом упрочнении изложена в работах [6, 7].

Исследованная внутренняя пружина клапана Э2101-1007021-12 из проволоки 2,6—70ХГФА-III (ТУ 14-4-1380—96) будет работоспособной при упрочнении рекомендуемой нагрузкой  $10F_3$ . Высота рабочей части пружины равна 37,44 мм при высоте заготовки рабочей части перед упрочнением 51,97 мм. Диаметр упругого ядра  $d_0 = 1,32$  мм [5], что не меньше рекомендуемого значения  $d_0 \geq 0,5d$  [8] ( $1,32 \text{ мм} \geq 0,5 \times 2,6 \text{ мм}$ ). Так как пружина работоспособна, необходимо изготовить и испытать ее на соответствие параметрам, приведенным в табл. 1.

По предлагаемому способу [3] разработана и совместно с сотрудниками ОАО "Белебеевский завод "Автонормаль" апробирована новая технология изготовления внутренних пружин клапана ДВС из проволоки Э2101-1007021-12 уменьшенного сечения (табл. 2).

После изготовления и серийные, и экспериментальные пружины согласно ТУ FIAT—ВАЗ (табл. 9.01344) проходят испытания на стойкость к циклическим нагрузкам ( $6 \cdot 10^6$  циклов на сжатие от  $l_0$  до  $l_2$  с частотой не менее  $25 \text{ с}^{-1}$ , т. е. форсированные испытания) и испытания на релаксационную стойкость (ползучесть). При этом относи-

Таблица 1

Параметры пружин серийных и экспериментальных клапанов

Параметр	Серийные пружины		Экспериментальные пружины	
	2101-1007020	2101-1007021	Э2101-1007020-12	Э2101-1007021-12
Диаметр проволоки $d$ , мм	3,60	2,70	3,40	2,60
Внутренний диаметр пружины $D_1$ , мм	$25,50 \pm 0,25$	$17,60 \pm 0,20$	$25,50 \pm 0,25$	$17,60 \pm 0,20$
Средний диаметр пружины $D$ , мм	29,10	20,30	28,90	20,20
Общее число витков пружины $i$	6,00	6,50	5,10	5,90
Рабочее число витков $i_{\text{раб}}$	4,00	4,50	3,10	3,90
Свободная высота пружины $l_0$ , мм	51,25	39,82	49,00	40,50
Высота пружины при предварительном поджатии $l_1$ , мм	33,70	29,70	33,70	29,70
Высота пружины при рабочей нагрузке $l_2$ , мм	24,00	20,00	24,00	20,00
Длина сжатой до соприкосновения витков пружины $l_{3\max}$ , мм	19,11	15,78	14,96	13,49
Ход кулачка $h$ , мм		9,70		9,70
Сила предварительного поджатия пружины $F_1$ , Н	$283,00 \pm 23,00$	$136,20 \pm 14,00$	269,83	151,62
Сила пружины при рабочей деформации $F_2$ , Н	$452,00 \pm 22,50$	$275,40 \pm 13,70$	440,90	287,78
Сумма $F_1$ , Н		420,00 $\pm 17,00$		420,00 $\pm 17,00$
Сумма $F_2$ , Н		727,00 $\pm 32,00$		727,00 $\pm 32,00$
Напряжение $\tau_1$ , МПа	526,00*	423,00*	592,31*	528,00*
Напряжение $\tau_2$ , МПа	842,00*	856,00*	967,83*	1002,23* max 1050*
Размах изменения напряжений $\tau_2 - \tau_1$ , МПа	316,00	433,00	375,52	474,23
Жесткость $Z$ , Н/мм	16,59	13,90	17,64	14,05
Масса пружины $m$ , гр.	$\approx 39,69$	$\approx 15,70$	$\approx 28,93$	$\approx 12,69$

\*Расчеты без учета сил инерции.

Пружины 2101-1007020 и Э2101-1007020-14 — наружные; пружины 2101-1007021 и Э2101-1007021-14 — внутренние.

тельное уменьшение силы пружин должно составлять не более 7,5 %. Испытания на стойкость к циклическим нагрузкам проводят на стенде резонансного типа DV8-S2 фирмы Gejrg Reicherter (Гер-

мания). Результаты сравнительных испытаний приведены в табл. 3 и 4.

Информацию о наличии выпадающих точек проверяли по критерию Ирвина. Опытный коэф-

**Маршрутная технология изготовления серийных и экспериментальных внутренних пружин 2101-1007021**

**Таблица 2**

Номер п/п	Серийные пружины, $d = 2,7$ мм	Экспериментальные пружины, $d = 2,6$ мм	Оборудование
1	Входной контроль проволоки на соответствие ТУ 14-4-1380-96. Предел прочности, испытание на навивку, испытание на кручение	—	—
2	Промывка (обезжикивание)	—	—
3	Контроль проволоки методом магнитной дефектоскопии	Дефектоскоп Ferster	
4	Навивка с отбраковкой дефектных пружин Высота пружин $49,7 \pm 0,3$ мм	Высота пружин $52 \pm 0,3$ мм	Автомат FS-5 Время пролеживания металла после магнитного контроля до конца навивки 72 ч
5	Промывка, сушка перед отпуском	—	—
6	Отпуск при $410 \pm 10$ °C в течение 30 мин Высота пружины $50 \pm 0,3$ мм	Высота пружины $52,5 \pm 0,3$ мм	Печь СКЗ 4.30
7	Люминесцентный контроль	—	—
8	Шлифование торцов Высота пружины $45,3 \div 45,8$ мм	Высота пружины 49,5 мм	Полуавтомат FS-6 фирмы Wafios
9	Дробеметная обработка в течение 3 мин для снятия заусенцев после шлифования, ДСЛ-0,5	Дробеметная обработка в течение 10 мин, ДСЛ-0,5. Высота пружины 51 мм	Установка 6GT8,5-10R фирмы Carlo Banfi
10	Разборка сцепленных пружин	—	—
11	Термоосадка при 380 °C. Нагрузка $108 \div 118$ Н. Высота пружины 42,3 мм	—	Установка Fiat
12	Дробеметная обработка в течение 10 мин, ДСЛ-0,5. Высота пружины 42,3 мм	—	—
13	Отпуск при 180 °C в течение 25 мин Высота пружины 43,5 мм	Высота пружины $51,9 \div 52$ мм	Печь СКЗ 4.30
14	Разборка сцепленных пружин	—	—
15	Трехкратная осадка до соприкосновения витков с сортировкой по нагрузке $F_2$ . Высота пружины $42 \div 42,5$ мм	—	—
16	—	Пластическое упрочнение пружин при 250 °C. Нагрузка $10F_3 = 3791,7$ Н. Время выдержки под нагрузкой $1 \div 1,5$ с. Высота пружины 40,5 мм	Устройство для упрочнения пружин
17	Снятие внутренних фасок	—	—
18	Промывка, сушка	—	—
19	Окончательный контроль	—	—
20	Фосфатирование с промасливанием	—	—
21	Испытания на ползучесть (релаксация нагрузки)	—	—
22	Испытания на выносливость к циклическим нагрузкам	Стенд DV8-S2, фирмы Gejrg Reicherter	
Примечание. ДСЛ-0,5 — дробь стальная литая $\varnothing 0,5$ мм			

Таблица 3

Результаты испытаний серийных пружин 2101-1007021 (2,7 мм) на стойкость к циклическим нагрузкам (6 млн циклов)

Номер п/п	До испытаний		После испытаний		$\Delta F_1$ , %	$\Delta F_2$ , %
	$F_1$ , Н	$F_2$ , Н	$F'_1$ , Н	$F'_2$ , Н		
По ТТ чертежа	$136,20 \pm 13,70/-6,8$ ( $129,40 \div 149,90$ )	$275,40 \pm 13,70$ ( $261,70 \div 289,10$ )	—	—	—	—
1	135,1	271,6	134,0	268,6	0,81	1,11
2	139,7	275,3	139,2	273,5	0,36	0,65
3	141,7	278,2	140,3	274,8	0,99	1,18
4	141,6	277,6	141,1	275,6	0,35	0,72
5	133,1	265,9	132,9	263,5	0,22	0,90
6	139,5	275,0	139,0	272,3	0,36	0,98
7	138,9	273,8	138,7	272,5	0,14	0,47
8	136,5	270,0	136,2	268,1	0,07	0,70
9	132,8	264,1	132,7	262,9	0,22	0,45
10	130,5	263,5	130,4	262,3	0,08	0,46
11	133,6	264,4	133,5	264,4	0,07	0
12	139,5	278,0	138,9	275,0	0,43	1,08
13	139,4	275,0	138,9	273,0	0,35	0,73
14	136,5	270,1	136,1	267,3	0,29	1,04
15	138,1	267,3	137,6	265,3	0,36	0,75
16	133,4	266,3	133,4	266,0	0	0,11
17	139,0	276,1	138,6	273,5	0,29	0,94
18	136,0	270,0	135,8	268,4	0,14	0,59
19	135,0	271,1	134,6	268,2	0,29	0,11
20	133,5	267,2	133,5	267,0	0	0,07
21	134,0	268,1	133,9	267,1	0,07	0,37
22	139,0	274,1	138,7	271,4	0,21	0,98
23	135,8	271,6	135,5	268,8	0,22	1,03
24	138,0	269,1	137,8	266,5	0,15	0,97
min	130,5	263,5	130,4	262,3	0	0
max	141,7	278,2	141,1	275,6	0,99	1,18
X	136,7	271,0	136,3	269,0	0,27	0,68
R	11,2	14,7	5,9	13,3	0,99	1,18

О б о з н а ч е н и я: относительное уменьшение силы  $\Delta F_n = [(F_n - F'_n)/F_n]100$ , %; min — минимальное значение выборки; max — максимальное значение выборки; X — среднее арифметическое значение; R — размах рассеяния.

Таблица 4

Результаты испытаний экспериментальных пружин Э2101-1007021-12 (2,6 мм) на стойкость к циклическим нагрузкам (10 млн циклов)

Номер п/п	До испытаний		После испытаний		$\Delta F_1$ , %	$\Delta F_2$ , %
	$F_1$ , Н	$F_2$ , Н	$F'_1$ , Н	$F'_2$ , Н		
По ТТ чертежа	$151,6 \pm 7$ ( $144,6 \div 158,60$ )	$287,8 \pm 13,7$ ( $274,1 \div 301,5$ )	—	—	—	—
1	145,2	284,6	144,5	283,0	0,48	0,56
2	144,9	287,3	144,1	285,5	0,55	0,62
3	146,1	285,9	146,0	285,7	0	0
4	145,3	285,1	144,7	283,8	0,41	0,46
5	151,1	275,0	150,6	274,0	0,33	0,36
6	151,0	275,1	150,8	274,3	0,13	0,29
7	146,3	286,0	146,2	285,8	0	0
8	147,1	289,0	146,5	287,1	0,40	0,65
9	145,5	285,2	145,3	284,9	0	0
10	149,0	277,1	148,9	276,8	0	0
11	151,2	276,0	150,7	275,0	0,33	0,36
12	155,5	290,2	154,1	287,1	0,90	1,08
13	151,3	276,2	150,8	275,1	0,33	0,39
14	149,1	277,5	148,8	276,5	0,20	0,36
15	150,1	273,1	150,0	272,9	0	0,07
16	145,0	284,7	144,4	282,6	0,41	0,74
17	146,1	286,1	146,0	285,9	0	0
18	156,0	292,0	154,4	288,9	1,03	1,06
19	151,0	275,0	150,7	274,2	0,20	0,29
20	145,3	285,0	144,7	283,7	0,41	0,46
21	146,1	286,0	146,0	285,6	0	0,14
22	151,2	275,9	150,6	275,1	0,40	0,29
23	144,8	287,1	144,8	286,7	0	0,14
24	156,0	293,0	154,5	290,5	0,96	0,92
min	144,8	273,1	144,1	272,9	0	0
max	156,0	293,0	154,5	290,5	1,03	1,08
X	148,8	282,8	148,2	273,4	0,31	0,38
R	11,2	19,9	10,4	17,6	1,03	1,08

Таблица 5

Результаты испытаний серийных пружин 2101-1007021 (2,7 мм) на релаксационную стойкость (ползучесть)

Номер п/п $\Delta F_2, \%$	1 1,43	2 1,45	3 1,80	4 1,46	5 1,43	6 1,43	7 1,43	8 2,13	9 1,44	10 1,92	min 1,43	max 2,13	X 1,59	R 0,70
-------------------------------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	------------	-------------	-------------	-----------	-----------

Таблица 6

Результаты испытаний экспериментальных пружин (2,6 мм) Э2101-1007021-12 на релаксационную стойкость (ползучесть)

Номер п/п $\Delta F_2, \%$	1 2,12	2 0,70	3 1,50	4 1,50	5 1,50	min 0,70	max 2,12	X 1,46	R 1,42
-------------------------------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-------------	-------------	-----------	-----------

фициент Ирвина после испытаний и для наименьшей, и для наибольшей нагрузки  $F_2$  составил 0,16. Сравнив опытное значение коэффициента Ирвина с табличным [9], получили  $0,16 \leq 1,26$ , т. е. информация достоверна. Коэффициент Ирвина для наименьшей нагрузки  $F_2$  после испытания составил 0,18, для наибольшей — 0,26. Опытные значения коэффициента Ирвина меньше табличного 1,26, т. е. информация достоверна.

Испытания пружин на релаксационную стойкость (ползучесть) провели согласно требованиям FIAT-ВАЗ:

измерение силы  $F_2$  пружины, Н;

сжатие пружин (5 шт.) до высоты  $l_2 = 20$  мм в специальном приспособлении для испытаний на ползучесть;

выдержка в лабораторной печи при температуре  $130 \pm 2$  °С в течение 48 ч;

измерение силы  $F'_2$  пружины после испытаний, Н;

расчет относительного уменьшения силы  $\Delta F_2 = [(F_2 - F'_2)/F_2]100, \%$ .

Результаты испытаний серийных и экспериментальных пружин на релаксационную стойкость представлены в таблицах 5 и 6.

## Выводы

Партия серийных пружин 2101-1007021 выдержала форсированные испытания на стойкость к циклическим нагрузкам 6 млн циклов. Партия экспериментальных пружин Э2101-1007021-12 выдержала форсированные испытания на стойкость к циклическим нагрузкам 10 млн циклов без поломок. Получили относительное уменьшение рабочей силы для серийных пружин  $\Delta F_{2\max} = 1,18 \%$ , для экспериментальных —  $\Delta F_{2\max} = 1,08 \%$ , что не превышает допускаемое значение 7,5 %.

Испытания на ползучесть показали, что относительное уменьшение силы  $F_2$  для серийных пружин составило от 1,43 до 2,13 %, для экспериментальных — от 0,7 до 2,12 %, что также не превышает допускаемое значение. Экспериментальные пружины выдержали как форсированные испытания на стой-

кость к циклическим нагрузкам, так и испытания на ползучесть наряду с серийными пружинами.

Новая технология [3] изготовления внутренней пружины клапанов (Э2101-1007021-12) с применением устройства [4] для упрочнения из проволоки уменьшенного сечения 2,6 мм по стандарту DIN EN10270.2-VD SiCr обеспечивает стабильность силовых параметров и повышение ресурса более чем на 40 %.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Крымчанский И. И. Пружинная проволока в мировой и отечественной промышленности // Пружины. 2016. № 1. С. 19—26.
2. Tomokazu Masuda. High Tensile Valve Spring Steel in Kobe Steel // 8-th international congress of spring industry (ESF 8), September 2015. Prague. Czech.
3. Пат. 2464119 C1 RU: МПК B21F 35/00, C21D 9/02. Способ изготовления высоконагруженных пружин сжатия.
4. Испытание нового устройства для упрочнения пружин / Е. Г. Белков, Н. Ю. Землянушнова, Н. А. Землянушнов, В. В. Фадеев // Сб. науч. тр. по итогам 2-й междунар. науч.-прак. конф. "Перспективы развития технических наук". Челябинск: ИЦРОН, 2015. 99 с.
5. Землянушнова Н. Ю., Порохня А. А., Землянушнов Н. А. Теоретическое обоснование применения пружин клапана двигателя автомобиля ВАЗ уменьшенного сечения проволоки // Научные ответы на вызовы современности: техника и технологии. В 2 кн. Кн. 2: Монография. Одесса: КУПРИЕНКО СВ, 2016. 189 с.
6. Землянушнова Н. Ю., Порохня А. А., Землянушнов Н. А. Исследование напряженно-деформированного состояния пружины клапана автомобильного двигателя при пластическом упрочнении // Вестник машиностроения. 2016. № 4. С. 48—52.
7. Zemlyanushnova N. Y., Porokhin A. A., Zemlyanushnov N. A. Stress-strain state of the valve spring in an auto engine during plastic hardening // Russian Engineering Research. 2016. V. 36 (7). P. 535—540.
8. Пономарев С. Д. К обоснованию размеров упругого ядра в заневоленных пружинах // Изв. вузов. Машиностроение. 1974. № 10. С. 24—27.
9. Основы надежности машин: Учеб. пос. / Е. М. Зубрилина, Ю. И. Жевора, А. Т. Лебедев и др. Ставрополь: АГРУС, 2010. 120 с.

# ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 621.983.3:658.512.011.56.004

В. А. ЖАРКОВ, д-р техн. наук (г. Москва), e-mail: valery-zharkov@mtu-net.ru

## Испытания материалов. Многооперационная неосесимметричная вытяжка листовых заготовок

Представлена классификация испытаний, разработаны способы и штампы для испытаний на многооперационную неосесимметричную вытяжку листовых заготовок пuhanсонами разной формы. На основании теории вытяжки и CAD/CAE-моделирования определены критерии для расчета вероятности разрыва заготовки при штамповке, разработаны мероприятия по устранению разрыва.

**Ключевые слова:** испытания, многооперационная неосесимметричная вытяжка, листовая штамповка, глубокая вытяжка, CAD/CAE-моделирование, диаграммы предельных деформаций, утонений и напряжений.

The classification of tests is presented, the methods and stamps for tests on multiopareation nonaxisymmetric drawing of sheet billets by punches of different shape are developed. Basing on drawing theory and CAD/CAE-modeling the criteria for probability analysis of billet failure at stamping are determined, the actions on its elimination are developed.

**Keywords:** tests, multiopareation nonaxisymmetric drawing, sheet stamping, deep drawing, CAD/CAE-modeling, diagrams of limit deformations, thinning and stresses.

При компьютерном моделировании в CAD/CAE-системе испытаний образцов и заготовок, вырезанных из заданного материала, решаются следующие задачи:

1) если известны механические свойства материала, например, по ГОСТ 11701—84, и предельные геометрические параметры (ПГП) физического испытания до разрушения заготовки, но диаграмма предельных деформаций (ДПД) неизвестна, то эти параметры получают при моделировании, определяют деформации  $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$  вблизи опасного места возможного разрыва заготовки с минимальной толщиной и строят ДПД, диаграммы предельных утонений (ДПУ), интенсивностей деформаций (ДПИД) и интенсивностей напряжений (ДПИН) [1—5];

2) если известны свойства, но геометрические параметры физического испытания до разрушения заготовки неизвестны, а ДПД этого материала известна, то при моделировании получают такие ПГП, которые определяются известной ДПД, а затем фиксируют эти предельные геометрические па-

метры как справочные для использования на производстве;

3) если неизвестны геометрические параметры физического испытания до разрушения заготовки и ДПД этого материала, то на основании известных механических свойств материала при моделировании получают такие ПГП, которые определяются критериями из работ [1—5] без использования ДПД, а затем определяют  $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$  вблизи опасного места, строят ДПД, ДПУ, ДПИД и ДПИН и принимают полученные ПГП как справочные;

4) согласно пунктам 1—3 сначала строят ДПД и вводят ее в CAD/CAE-систему, при моделировании штамповки заданной детали из заготовки на основании ДПД определяют запас пластичности до разрушения заготовки. Если запаса пластичности заготовки недостаточно, то применяют конструкторские и технологические мероприятия [5] для повышения запаса пластичности заготовки.

В настоящей работе проектируются испытания на вытяжку неосесимметричных, в частности коробчатых деталей разной конфигурации. В испытании на вытяжку коробки входят все вышеописанные в работах [1—4] испытания: растяжение и обтяжка (плоские участки стенки коробки), формовка (дно), вытяжка (углы стенки), гибка и спрямление без растяжения и с растяжением, в зависимости от силы  $Q$  прижатия фланца заготовки (скругления стенки у дна и фланца). На производстве при вытяжке сложных, например, кузовных, деталей автомобилей и подобной техники, деформации заготовки наиболее близки к деформациям в опасных местах при испытаниях на вытяжку коробчатых деталей.

### Классификация испытаний листового материала вытяжкой коробки за одну операцию

Испытания на вытяжку, например прямоугольных коробок, оснасткой с плоским пuhanсоном 1 (рис. 1) на испытательной машине, в дополнение к признакам в работах [3, 4], можно разделить по конфигурации заготовок:

1) прямоугольная заготовка с отрезанными углами на высоту  $C_b$  (см. рис. 1, a);

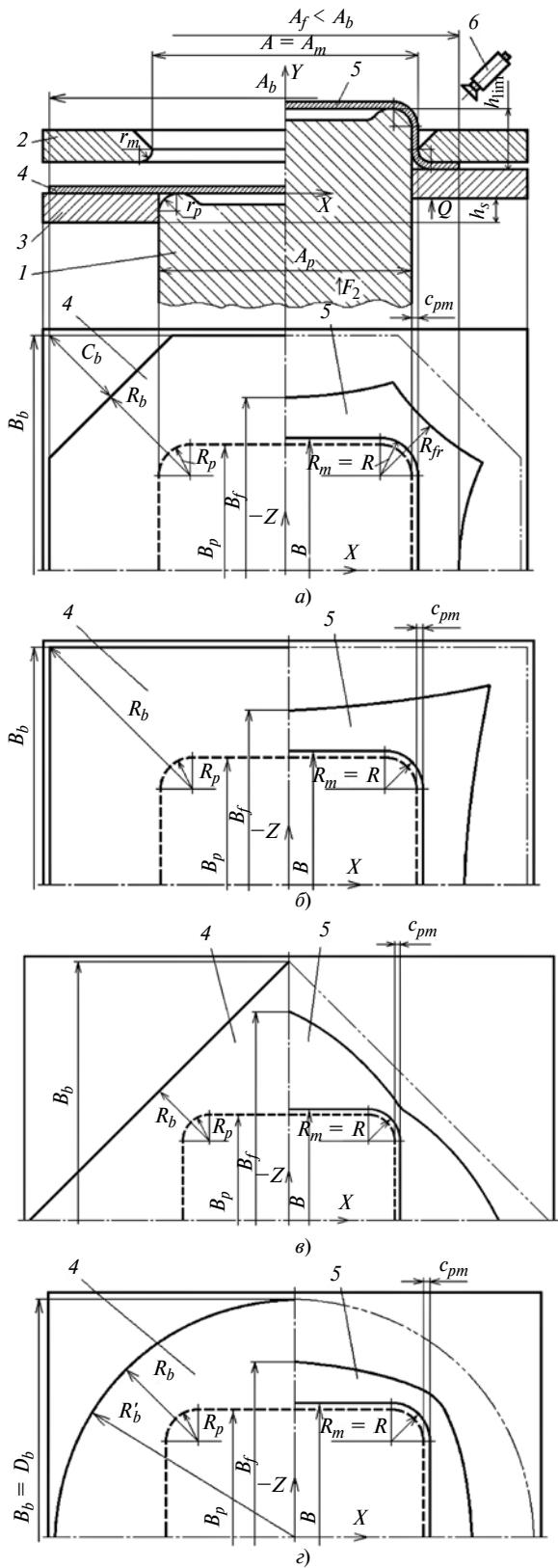


Рис. 1. Схемы испытаний на вытяжку коробки из листовой заготовки с отрезкой углов (а), без отрезки углов (б), без отрезки углов и повернутой на угол 45° (с), овальной (д), в (е, с — виды сверху на нижнюю половину штампов; слева от оси Y — до вытяжки, справа — после вытяжки):

1 — пuhanсон; 2 — матрица; 3 — прижим; 4 — заготовка; 5 — кробчатая деталь, вытянутая из заготовки 4; 6 — видеокамеры по периметру стенки вытягиваемой коробки

2) прямоугольная заготовка без отрезки углов (см. рис. 1, б);

3) квадратная заготовка без отрезки углов, стороны которой наклоняют к прямолинейным сторонам пuhanсона и отверстия матрицы в плане под углом 45° (см. рис. 1, с);

4) заготовка сложной конфигурации, например овальная (см. рис. 1, д) или круглая. Размеры заготовок рассчитывают по справочным данным и уточняют после CAD/CAE-моделирования и испытаний.

Спроектированы схемы испытания вытяжкой пuhanсонами полусферической и полуэллипсоидной форм, а также со сложными поверхностями [4] на разном оборудовании. При испытании вытяжкой используют антифрикционные прокладки (из полиэтиленовой, полиуретановой или тефлоновой пленки) и технологические прокладки (из материала заготовки) без отверстий или с отверстиями. Для уменьшения трения, царапин и задиров на заготовке при вытяжке контактирующие с заготовкой или прокладкой поверхности инструмента выполняют из антифрикционного материала, например, из бронзы, или облицовывают, или на инструмент наносят порошковое покрытие из антифрикционного материала. Изменением форм и размеров заготовки и прокладок можно изменять место разрушения заготовки. На основании схем, представленных на рис. 1, спроектированы другие схемы испытаний, например, для вытяжки коробок с коническими и ступенчатыми стенками на угловых скруглениях, комбинированной вытяжки с утонением стенки, вытяжки с использованием в штампе перетяжных ребер и порогов.

Из предельной заготовки длиной  $A_b = A_{b\ lim}$ , шириной  $B_b = B_{b\ lim}$ , высотой  $C_b = C_{b\ lim}$  отрезанного угла и радиусом  $R_b = R_{b\ lim} - R_{lim}$  по биссектрисе из центра скругления коробки в плане с максимальными наружными размерами стенки  $A \times B \times R \times H_{lim}$  возможна надежная вытяжка коробки с предельной высотой  $H_{lim}/R$  пuhanсоном на проход в матрицу с предельным коэффициентом угловой вытяжки  $K = K_{lim} = R_{b\ lim}/[(R_1 + R_2)/2] = R_{b\ lim}/R_{12} = R_{b\ lim}/[(R_m + R_p)/2]$  и предельной силой вытяжки  $F_{lim} = F_1 - Q$ , где  $R_1$  или  $R$  — максимальный (для коробок с конической или ступенчатой стенкой на угловых скруглениях) наружный радиус скругления стенки между скруглений дна и фланца (если имеется), равный радиусу  $R_m$  углового скругления матрицы;  $R_2$  — минимальный внутренний радиус углового скругления стенки, равный радиусу  $R_p$  скругления пuhanсона;  $R_{12} = (R_1 + R_2)/2$  — средний радиус скругления коробки;  $F_1 = F_{lim} + Q$  — сила штамповки, определяемая приборами пресса и штампа или расчетом.

Если при  $K_{lim}$  выполнить незавершенную (не на проход) вытяжку, то получим коробку с узким фланцем.

Из запредельной заготовки вытяжка коробки с широким фланцем возможна лишь на предельную глубину  $h = h_{\lim}$  со смещением края заготовки по биссектрисе от  $R_b$  до  $R_f$  при  $K_f = R_b/R_f$ . После этого происходит отрыв дна от стенки вытягиваемой коробки силой  $F_f = F_{lf} - Q$ , Вблизи отрыва по изменению делительной сетки определяют деформации  $\varepsilon_1, \varepsilon_2$  [1] и переносят их на ДПД. Одновременно строят зависимость  $h_{\lim} = f(K)$  при  $K \geq K_{\lim}$ , и если  $K = K_{\lim}$ , то  $h_{\lim} = H_{\lim}$ .

Дополнительно или вместо ДПД (если ДПД отсутствует) глубину  $h' = h/R_{12} = h/[(R_p + R_m)/2]$  планируемой коробки с фланцем или глубину  $H' = H/R_{12} = H/[(R_p + R_m)/2]$  коробки без фланца с учетом обрезки неровного края коробки после вытяжки сравнивают с  $h'_{\lim} = h_{\lim}/R_{12}$  или  $H'_{\lim} = H_{\lim}/R_{12}$ , полученной натурными испытаниями или CAD/CAE-моделированием. Причем  $H_{\lim}$  определяют по наибольшей впадине на стенке коробки;  $H''_{\lim}$  — по наибольшему выступу, при этом неравномерность высоты составит  $\chi = 100(H''_{\lim} - H'_{\lim})/H'_{\lim}$  при коэффициенте  $Z_\theta$  анизотропии листа [1].

Изготовление коробки возможно, если  $P = (1 - h'/h'_{\lim})100 > P_{\lim}$  или  $P = (1 - H'/H'_{\lim})100 > P_{\lim}$ , где  $P_{\lim}$  — запас пластичности заготовки [3], ориентировочно (в зависимости от условий испытаний) равный относительному равномерному удлинению  $\delta_p$  заготовки по ГОСТ 11701—84. Форму и размеры заготовки сначала определяют по справочникам из условия равенства срединной поверхности коробки и заготовки. Затем моделированием с учетом упрочнения и анизотропии заготовки определяют контур рациональной заготовки, обеспечивающей после вытяжки или минимальную неравномерность  $\chi$  высоты (если у коробки нет фланца), или минимальное отклонение от контура фланца (если есть фланец). Если к неравномерности края коробки не предъявляют высоких требований по точности, то рациональная заготовка позволяет исключить трудоемкую операцию обрезки края коробки после вытяжки.

При испытаниях регистрируют изменения предварительно нанесенной на заготовку сетки для построения точек ДПД  $\varepsilon_1 = f(\varepsilon_2)$  и такие показатели, как изменение цвета и шероховатости поверхности заготовки в зоне разрушения, вид трещины, параметры  $h'_{\lim}, H'_{\lim}, H''_{\lim}, K_{\lim}, K_f, \alpha_s, K'_{\lim} = 100[(R_{\lim} - R_{12})/R_{\lim}] = 100\{(R_{\lim} - (R_m + R_p)/2)/R_{\lim}\}$ , минимальную толщину  $s_{\min}$  заготовки в зоне разрушения, силы  $F_{\lim}, F_f, F_1, Q, F_{lf}$ , отношения  $F_{\lim}/F_f$  и  $(F_f - F_{\lim})/F_f$ , угол  $\alpha_s$  пружинения стенки вытянутой коробки после снятия со штампа, условия вытяжки без прижатия фланца заготовки и пр. При этом способ и условия испытаний должны соответствовать производственным условиям.

## Способы и штампы для испытаний листового материала вытяжкой за одну операцию

Для построения ДПД и исследований штампуемости листового материала разработаны способы и штампы для вытяжки коробок, аналогичные описанным в работе [4] для вытяжки осесимметричных деталей. Для вырубки рациональных заготовок сложной конфигурации требуется дорогостоящий штамп. Для получения прямоугольной заготовки можно использовать ножницы, причем при отрезании ножницами экономится материал.

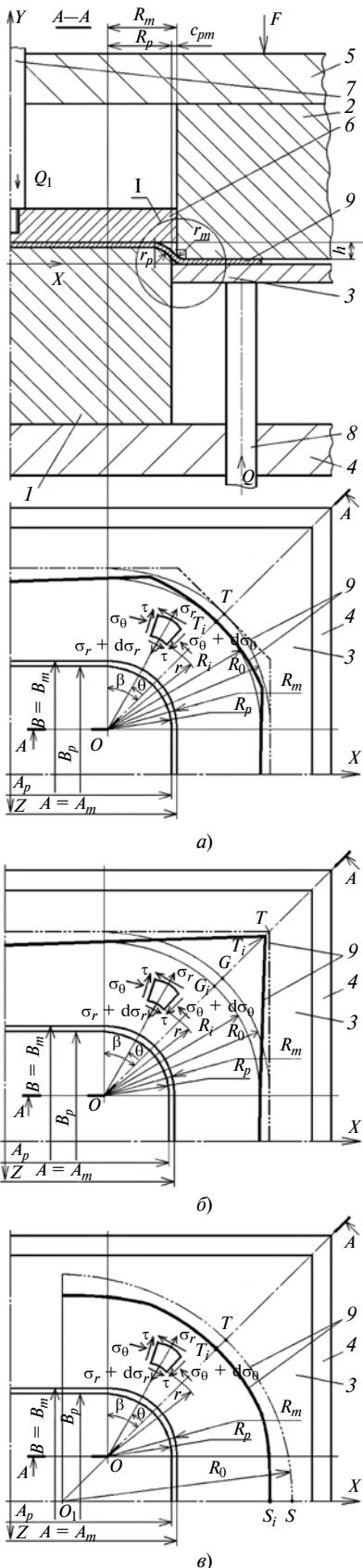
На рис. 2 показаны конструкции штампов для вытяжки прямоугольной коробки из прямоугольной заготовки с отрезкой (см. рис. 2, а) и без отрезки углов (см. рис. 2, б), а также квадратной коробки из круглой заготовки при совмещении проходящую через центр  $O_1$  ось с осью  $Z$  (см. рис. 2, в).

Исследовали влияние смазочных материалов и покрытий в сочетании с антифрикционными и технологическими прокладками. Работа штампов описана в статье [2]. Сравнивая коэффициент угловой вытяжки  $K = R_b/[(R_1 + R_2)/2]$  и глубину  $h' = h/[(R_1 + R_2)/2]$  формоизменения, поля деформаций и напряжений в штампируемой коробке с предельными значениями  $K_{\lim}, h'_{\lim}$ , полями и ДПД после испытаний заготовок с нанесенной до разрушения сеткой, определяли запас пластичности в опасных зонах [1, 2]. Размеры рабочих частей штампов для испытаний зависят от толщины  $s_0$  и размеров штампемых коробок и других факторов. Для средних коробок ширина пуансона для испытаний составляет  $B_p \approx 100$  мм; односторонний зазор между пуансоном и матрицей составляет  $c_{pm} \approx s_0 \sqrt{K_{\lim}}$ , при использовании антифрикционных и технологических прокладок зазор  $c_{pm}$  увеличиваются на толщину прокладок;  $r_p$  и  $r_m$  равны нескольким  $s_0$ , их выбирают по справочникам. Штампы предназначены также для установления рациональных параметров вытяжки:  $r_p, r_m, c_{pm}, Q$  и др.

## Теория первой операции вытяжки

Для анализа механизма вытяжки листовой заготовки и создания на его основании проекта в CAD/CAE-системе разработана теория.

Поверхность стенки коробки можно разделить на цилиндрические или конические (скругления) и плоские участки, а контур стенки коробки в плане — на дуги окружностей и прямые. Для определения деформировано-напряженного состояния (ДНС) заготовки относительно данных дуг и прямых решаются разные задачи. На рис. 3, а (выносной элемент I на рис. 2) показано сечение по биссектрисе дуги скругления коробки, вытягиваемой плоским пуансоном, а на рис. 3, б — полусферическим (на угловом закруглении) пуансоном в локальной системе координат  $xuz$ . Вытяжка делится



**Рис. 2. Штампы для испытаний заготовок вытяжкой дном вверх (б, в — виды сверху на нижнюю половину штампов):**

1 — пuhanсон; 2 — матрица; 3 — прижим; 4, 5 — плиты; 6 — выталкиватель; 7 — шток; 8 — толкатель от подушки пресса; 9 — заготовка до (— · · ·) и после (—) вытяжки

на множество этапов [5]. На каждом  $j$ -м этапе задается приращение  $\Delta h_j$  и ход  $h_j = h_{j-1} + \Delta h_j$  матрицы 2 (или пuhanсона 1). Заготовка 6 сначала деформируется упруго, затем отдельные элементы и далее все больше элементов заготовки переходят в пластическое состояние (решение этих задач с помощью CAD/CAE-системы показано в работе [5]). Сначала плоская заготовка толщиной  $s_0$  охватывает кромку с радиусом  $r_p$  пuhanсона 1 радиусом  $R_p$  и кромку с радиусом  $r_m$  матрицы 2 с проемом радиусом  $R_m$ . Угол охватываемого сектора составляет  $\alpha = \pi/2 - \alpha_1 - \alpha_2$ . Здесь  $\alpha_1 = \arctg[(r_p + r_m + s_0 - h_j)/(r_p + r_m + c_{pm})]$ ;  $\alpha_2 = \arccos\{(r_p + r_m + s_0)/\sqrt{[(r_p + r_m + s_0 - h_j)^2 + (r_0 - x_{O1})^2]}\}$ , где  $r_0 = x_{O1} + r_p + c_{pm} + r_m$ ;  $x_{O1}$  — абсцисса центра скругления пuhanсона радиусом  $r_p$  (см. рис. 3, а) или  $x_{O1} = 0$  (см. рис. 3, б);  $c_{pm} = R_m - R_p$ .

Площадь срединной поверхности заготовки между центрами  $O_1$  и  $O_2$  скругления пuhanсона и матрицы до формоизменения составляла  $A_0 = \pi(x_{O2}^2 - x_{O1}^2)[\varphi/(2\pi)]$ , где  $\varphi$  — центральный угол сектора скругления коробки в плане; для обычной прямоугольной коробки с двумя плоскостями симметрии  $XY$  и  $ZY$  в системе координат  $XYZ$  (см. рис. 2)  $\varphi = 2\beta = \pi/2$ ,  $\varphi/(2\pi) = 1/4$ . Если на коробке в плане имеется несколько скруглений разных радиусов, то для расчета выбирают скругление минимального радиуса (с максимальным  $K$ ) как наиболее напряженное. После перемещения матрицы на  $\Delta h_j$  край заготовки с радиусом  $R_0 = R_b$  сместился до радиуса  $R_j$  (см. рис. 3), поверхность между точками  $O_1$  и  $O_2$  увеличилась на втянутое из фланца приращение  $\Delta A_j = A_j - A_0$ , т. е. до  $A_j$ , состоящей из трех поверхностей:  $A_j = A_{BM} + A_{MP} + A_{PC}$ , которые описываются образующими: дугой  $BM$  окружности по скруглению матрицы, прямой  $MP$  и дугой  $PC$  окружности по скруглению пuhanсона при их вращении вокруг оси  $y$ . Они равны произведению длин  $l_{BM}$ ,  $l_{MP}$ ,  $l_{PC}$  (средняя линия заготовки) и  $[\varphi/(2\pi)]$ -части длины окружности центров тяжести этих линий с абсциссами  $x_{BM}$ ,  $x_{MP}$  и  $x_{PC}$ . Эти длины известны:

$$l_{BM} = (r_m + s_0/2)\alpha;$$

$$l_{MP} = \{[(r_0 - (r_m + s_0/2)\sin\alpha - (r_p + s_0/2)\sin\alpha]^2 + [r_m + s_0 - h_j + (r_m + s_0/2)\cos\alpha - r_p + (r_p + s_0/2)\cos\alpha]^2\}^{1/2};$$

$$l_{PC} = (r_p + s_0/2)\alpha,$$

где сначала выпуклая от кромки матрицы (с тем же знаком кривизны, что и кромка матрицы с радиусом  $r_m$ ), а затем вогнутая образующая  $MP$  средин-

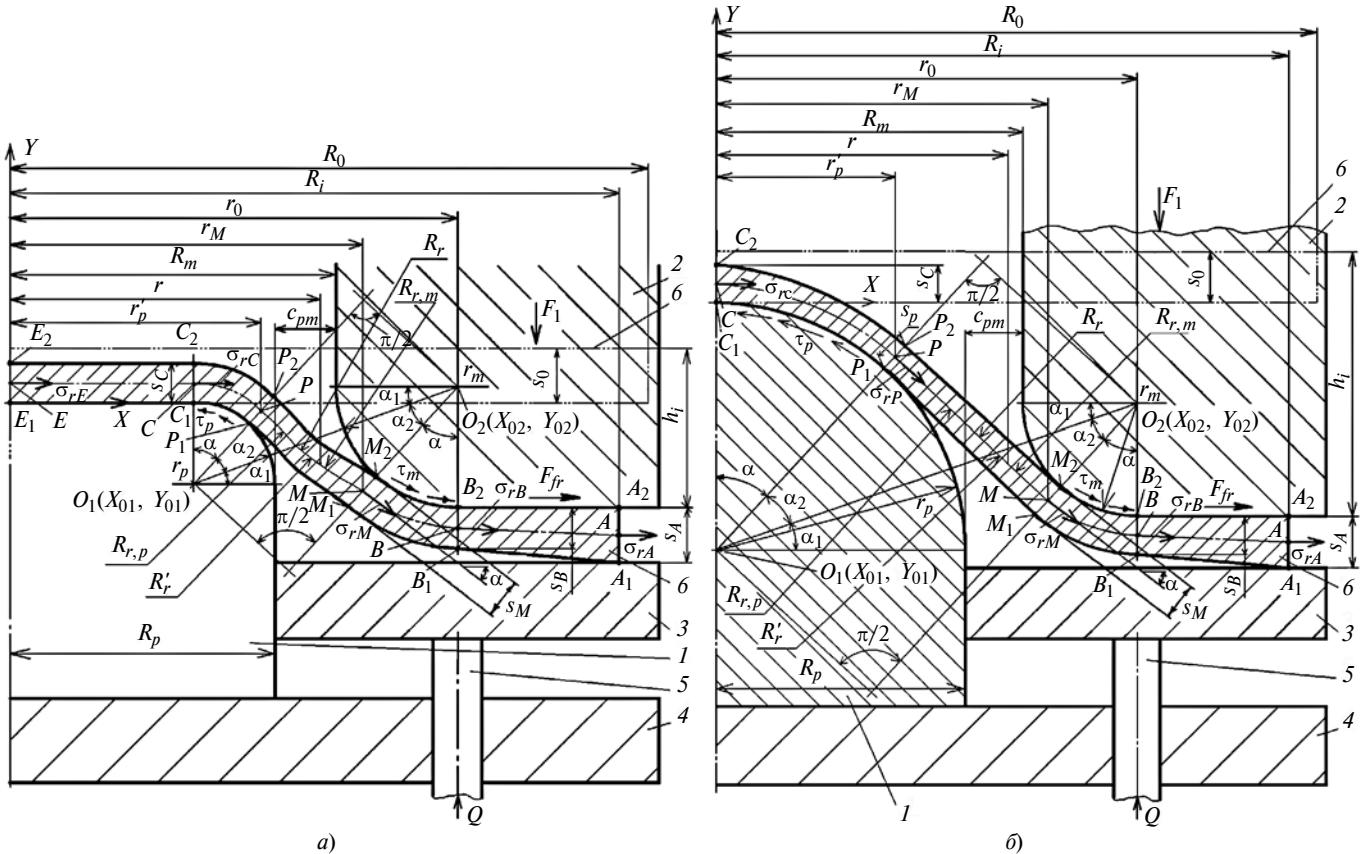


Рис. 3. Расчетные схемы вытяжки плоским (а) и полусферическим (б) пуансонами:

1 — пуансон; 2 — матрица; 3 — прижим; 4 — нижняя плита; 5 — толкатели от подушки пресса или пружин; 6 — заготовка до (— · · —) и после (—) вытяжки

ной поверхности участка МР аппроксимирована прямой.

Абсциссу  $x_{BM}$  центра тяжести дуги  $BM$  окружности, описываемую уравнением  $y = r_m + s_0 - h_j - \sqrt{(r_m + s_0/2)^2 - (x - r_0)^2}$ , рассчитываем по формуле

$$x_{BM} = (1/l_{BM}) \int \{x \sqrt{1 + (\frac{dy}{dx})^2} dx\},$$

нижний и верхний пределы интеграла — по формулам  $x_B = r_0$  и  $x_M = r_0 - (r_m + s_0/2)\sin\alpha$ .

Площадь  $A_{BM}$  составит  $2\pi x_{BM} l_{BM} [\varphi/(2\pi)]$ .

Аналогично рассчитаем площади  $A_{MP}$  и  $A_{PC}$ . Из уравнения  $\Delta A_j = A_j - A_0 = \pi x_{O2}^2 [\varphi/(2\pi)] - \pi(x_{O2} - \Delta u_{Bj})^2 [\varphi/(2\pi)]$  определим приращение перемещения точки  $B$  на внутреннем контуре фланца радиуса  $r_0$ :

$$\Delta u_{Bj} = x_{O2} - \sqrt{x_{O2}^2 - \Delta A_j / \{\pi[\varphi/(2\pi)]\}}.$$

На следующем ( $j+1$ )-м этапе аналогично рассчитываются  $A_{j+1}$  и  $\Delta A_{j+1} = A_{j+1} - A_j$ ,  $\Delta u_{Bj+1}$ . После охвата заготовкой скругленных кромок пу-

ансона и матрицы к длинам  $l_{BM}$ ,  $l_{MP}$ ,  $l_{PC}$  добавляется высота образующейся стенки. Задача определения перемещений и деформаций элементов в очаге деформации фланца между прижимными поверхностями матрицы и прижима штампа напротив скругления коробки, в частности, приращения  $\Delta u_{Rj}$  перемещения контура заготовки текущего радиуса  $R_{j-1}$  на биссектрисе и нового радиуса заготовки  $R_j$  после завершения  $j$ -го этапа вытяжки ( $R_j = R_{j-1} - \Delta u_{Rj}$ ) решена в работе [5].

Сечение, перпендикулярное плоским участкам стенки коробки, аналогично сечению, показанному на рис. 3, но на прямой линии контура стенки коробки в плане приращение  $\Delta u_{Bj}$  для элементов заготовки одинаково и вдоль прямой, и на участке фланца напротив этой прямой и для гибки этого участка рассчитывается по радиусам  $r_p$  и  $r_m$ :  $\Delta u_{Bj} = L_j - L_{j-1}$ , где  $L_j$  и  $L_{j-1}$  — сумма длин  $l_{BM}$ ,  $l_{MP}$ ,  $l_{PC}$  соответственно на  $j$ -м и ( $j-1$ )-м этапах вытяжки. После охвата заготовкой скругленных кромок пуансона и матрицы к длинам  $l_{BM}$ ,  $l_{MP}$ ,  $l_{PC}$  добавляется высота образующейся стенки. Значение  $\Delta u_{Bj}$  плавно увеличиваются от биссектрисы дуги скругления стенки коробки в плане до точки сопряжения с прямой этой стенки. Аналогично значение  $\Delta u_{Rj}$  на контуре заготовки плавно увеличи-

вают от биссектрисы до точки пересечения радиуса, проведенного из центра скругления через точку сопряжения дуги с прямой для стенки в плане, с контуром заготовки.

Для определения напряжений в элементах с координатами  $r, \theta$ , (см. рис. 2) на основном участке очага деформации во фланце  $AB$  заготовки (см. рис. 3) напротив скругления стенки коробки в плане решаем известные в теории пластичности уравнения равновесия:

$$\partial\sigma_r/\partial r + (1/r)\partial\tau/\partial\theta + (\sigma_r - \sigma_\theta)/r = 0;$$

$$\partial\tau/\partial r + (1/r)\partial\sigma_\theta/\partial\theta + 2\tau/r = 0,$$

и пластичности:

$$(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + 4\tau^2 = \sigma_s^2,$$

где  $r_0 \leq r \leq R_j$  — текущий радиус из центра скругления коробки;  $\sigma_r$  — растягивающее по радиусу напряжение;  $\sigma_\theta$  — сжимающее перпендикулярно радиусу напряжение;  $\tau_{r\theta}$  (или  $\tau$ ) — касательное напряжение:

$$\tau = -\tau_s\theta/\beta = -(\sigma_s/2)\theta/\beta,$$

здесь  $\tau_s = \sigma_s/2$ ;  $0 \leq \theta \leq \beta$  (см. рис. 2).

Используя граничное условие: для  $j$ -го этапа вытяжки при  $r = R_j$  имеем  $\sigma_r = 0$  на биссектрисе  $OT_j$  (см. рис. 2), получим:

$$\sigma_r = \sigma_s\{\sqrt{[1-(\theta/\beta)^2]} - 1/(2\beta)\}\ln(R_j/r),$$

а для внутреннего контура радиуса  $r = r_0$ :

$$\sigma_{r=r_0} = \sigma_s\{\sqrt{[1-(\theta/\beta)^2]} - 1/(2\beta)\}\ln(R_j/r_0).$$

Если фланец не плоский и наклонен до вытяжки, например, в сторону пуансона на угол  $\gamma$  (для улучшения условий вытяжки), то сначала выбираем за координатные линии расстояние  $l$  от вершины наклонной срединной поверхности фланца и долготу  $\theta$ , используем выражения  $r = l\cos\gamma$  и  $\sigma_r = \sigma_l$  и решаем приведенные выше уравнения равновесия и пластичности.

Напряжение  $\sigma_s$  текучести, равное интенсивности  $\sigma_i$  напряжений, в зависимости от интенсивности  $\varepsilon_i$  деформаций рассчитываем с учетом упрочнения заготовки по формуле [5]

$$\sigma_s = \sigma_t + \sigma_{Bt}\varepsilon_t^n, \quad (1)$$

где  $n = \ln\{1 - \sigma_t/[\sigma_B(1 + \delta_p)]\}/\ln[\ln(1 + \delta_p)]$ .

Предел текучести  $\sigma_t$  (или  $\sigma_{0,2}$ ), предел прочности  $\sigma_B$ , истинный предел прочности  $\sigma_{Bt} = \sigma_B(1 + \delta_p)$  и  $\delta_p$  определяем по ГОСТ 11701—84. Из условия равенства во фланце площадей двух частей эллиптических колец с радиусами  $R_{j-1}$ ,  $R_j$  и  $r_{j-1}$ ,  $r_j$  сначала

находим величину  $r_{j-1}$ , а затем приближенно вычисляем интенсивность  $\varepsilon_i = (r_{j-1} - r_j)/r_{j-1} = 1 - r_j/\sqrt{R_{j-1}^2 + r_j^2 - R_j^2}$  или при  $r_j = r_0$  находим  $\varepsilon_i = 1 - r_0/\sqrt{R_{j-1}^2 + r_0^2 - R_j^2}$ .

С учетом сил трения  $2\mu Q$  между двумя поверхностями заготовки толщиной  $s$  и прижимными поверхностями матрицы и прижима штампа (если прижим плотно прилегает к двум поверхностям заготовки) для фланца окончательная формула имеет вид:

$$\begin{aligned} \sigma_{r=r_0} &= \sigma_s\{\sqrt{1-(\theta/\beta)^2} - 1/(2\beta)\}\ln(R_j/r_0) + \\ &\quad + 2\mu Q/(L_1 s), \end{aligned} \quad (2)$$

где  $L_1$  — периметр внутреннего контура участка фланца, расположенного напротив скругления коробки;  $\mu$  — коэффициент трения.

В процессе вытяжки элементы фланца  $AB$  (см. рис. 3), прилегающие первоначально к внутреннему контуру фланца радиуса  $r_0$ , переходят на второй участок  $BM$ , изгибаются по кромке матрицы  $B_2M_2$  и перемещаются с трением о кромку матрицы, затем спрямляются при сходе с кромки матрицы и становятся частью участка  $MP$ . Влияние изгиба, трения и спрямления элементов фланца оцениваем по методике, приведенной в работе [5], тогда формула (2) для второго участка  $BM$  принимает вид:

$$\begin{aligned} \sigma'_r &= \{\sigma_s\{\sqrt{1-(\theta/\beta)^2} - 1/(2\beta)\}\ln(R_j/r_0) + \\ &\quad + 2\mu Q/(L_1 s) + \sigma_t s/(4r_m + 2s)\}\exp(\mu\alpha_j) + \\ &\quad + \sigma_t s/(4r_m + 2s), \end{aligned} \quad (3)$$

где  $\alpha_j$  — угол охвата заготовкой кромки матрицы и пуансона на  $j$ -м этапе вытяжки, определяемый геометрическими построениями.

Для определения ДНС третьего участка  $MP$  в наклонной стенке вытягиваемого полуфабриката за криволинейные координаты выбираем расстояние  $l$  от вершины и долготу  $\theta$ , с учетом зависимостей  $r = l\cos\alpha_j$  и  $\sigma_r = \sigma_l$  решаем приведенные выше уравнения равновесия и пластичности с использованием граничного условия: на границе между вторым и третьим участками радиуса  $r = r_{Mj}$ ,  $\sigma_r = \sigma'_r$ , получим:

$$\sigma''_r = \sigma'_r + \sigma_t\{\sqrt{1-(\theta/\beta)^2} - 1/(2\beta)\}\ln(r_{Mj}/r). \quad (4)$$

На участке  $MP$  контактное напряжение  $\sigma_k = 0$ , а радиусы кривизны в радиальном ( $R_r$ ) и широтном ( $R_\theta$ ) сечениях связаны с напряжениями  $\sigma_r$  и  $\sigma_\theta$  зависимостью:  $\sigma_r/R_r + \sigma_\theta/R_\theta - \sigma_k/s = 0$  или  $R_r = -R_\theta\sigma_r/\sigma_\theta$  [4]. Если напряжение  $\sigma_r$  является растягивающим во всей заготовке, то напряжение  $\sigma_\theta$  во фланце и на участке контакта заготовки с кромкой матрицы радиуса  $r_m$  — сжимающим, а в центре  $E$  и на участке контакта заготовки с кром-

кой пuhanсона радиуса  $r_p$  — растягивающим. При изменении знака напряжения  $\sigma_0$  изменяется и знак кривизны образующей  $MP$  с изменяющимися радиусами  $R_{r,m}$ ,  $R'_r$ ,  $R_r$ ,  $R_{r,p}$  (см. рис. 3).

На четвертом участке  $PC$  влияние изгиба элемента заготовки по кромке пuhanсона на растягивающее напряжение оцениваем поправкой на изгиб:  $\Delta\sigma_r = \sigma_ts/(4r_p + 2s)$ , на которую ступенчато увеличиваем растягивающее напряжение  $\sigma''_r$  в зоне изгиба.

Таким образом, получили формулу для определения максимального растягивающего напряжения  $\sigma_{r\max}$  в опасном сечении наклонной или вертикальной стенки вытягиваемой коробки с минимальной толщиной на границе контакта стенки с кромкой пuhanсона при  $r = r'_{pj}$  в сечении  $A-A$ , проходящем через биссектрису  $OT$  скругления (см. рис. 2):

$$\begin{aligned} \sigma_{r\max} = & \left\{ \sigma_s \left\{ \sqrt{1 - (\theta/\beta)^2} - 1/(2\beta) \right\} \ln(R_j/r_0) + \right. \\ & + 2\mu Q/(L_1 s) + \sigma_ts/(4r_m + 2s) \Big\} \exp(\mu\alpha_j) + \\ & + \sigma_ts/(4r_m + 2s) + \sigma_t \left\{ \sqrt{1 - (\theta/\beta)^2} - 1/(2\beta) \right\} \times \\ & \times \ln(r_{Mj}/r'_{pj}) + \sigma_ts/(4r_p + 2s). \end{aligned} \quad (5)$$

Для вытягиваемых плоских участков коробки длиной  $L_2$  формула (5), учитывающая лишь изгиб, спрямление и трение, упрощается:

$$\begin{aligned} \sigma_n = & 2\mu Q/(L_2 s) + \sigma_ts/(4r_m + 2s) \exp(\mu\alpha_j) + \\ & + \sigma_ts/(4r_m + 2s) + \sigma_ts/(4r_p + 2s). \end{aligned} \quad (6)$$

На определенных этапах вытяжки некоторые слагаемые в формулах (5) и (6) учитывать не надо [5]. По ходу штампа,  $\sigma_{r\max}$  сначала увеличивается (упрочнение фланца превалирует над уменьшением его размеров) от нуля до экстремального значения, а затем плавно уменьшается (уменьшение размеров фланца превалирует над его упрочнением) при вытяжке предельной заготовки и резко уменьшается в момент разрыва запредельной заготовки в опасном месте. Зная  $\sigma_r$  в каждом элементе очага деформации, из уравнения пластичности или из второго уравнения равновесия находим сжимающее напряжение  $\sigma_0$ , которое при недостаточном прижатии создает потерю устойчивости участков заготовки с образованием складок. Компоненты деформированного состояния элементов очага деформации рассчитываем, используя известные из теории пластичности уравнения связи между напряжениями и деформациями [4].

Силу на каждом этапе вытяжки рассчитывают по формуле  $F = (\omega r'_p s_p \sigma_{r\max} + L_2 s_p \sigma_n) \sin \alpha$ , где  $\omega$  — суммарный угол скруглений, например для коробки в плане в четырех углах  $\omega = 2\pi$ , при этом можно принять  $s \approx s_p \approx s_0$  и суммарную силу на штампе  $F_1 = F + Q$ . Работа вытяжки равна интегралу от силы  $F_1$  по ходу  $h$  штампа. Работу, так же как и силу,

учитывают при выборе пресса или испытательной машины, или при проектировании специальной установки с гидроприводом для испытаний листа.

Используя критерии штампуемости из работ [1—5], можно определить вероятность разрушения заготовки и рациональные параметры вытяжки коробки. Если эти критерии выполняются с большим запасом пластичности, то для изготовления коробки можно использовать менее дорогой материал той же или меньшей толщины.

### Испытания для последующих операций вытяжки

Если на первой операции  $K > K_{lim}$  и из плоской заготовки невозможно вытянуть коробку с заданными размерами, то проектируют вторую операцию вытяжки коробки из полученного после первой операции полуфабриката, если же и за две операции невозможно вытянуть коробку, то проектируют третью операцию, т. е. проектируют операции вытяжки до тех пор, когда вытяжка коробки станет возможной без разрушения заготовки. Испытания на последующие операции вытяжки классифицируют по тем же признакам, что и для первой операции, но есть отличия.

Первую операцию вытяжки полуфабриката со средним радиусом скругления стенки  $R_{12} = R_{12\lim}^{(1)} = R_{lim}/K_{lim}$  проектируют так, чтобы максимально использовать пластические свойства заготовки. Вторую операцию вытяжки проектируют с условием, что из предельного первого полуфабриката с радиусом  $R_{12\lim}^{(1)}$  еще можно надежно вытянуть предельный второй полуфабрикат пuhanсоном на проход в матрицу с предельным коэффициентом угловой вытяжки  $K_{lim}^{(2)} = R_{12\lim}^{(1)}/[(R_1^{(2)} + R_2^{(2)})/2] = R_{12\lim}^{(1)}/R_{12\lim}^{(2)} = R_{12\lim}^{(1)}/[(R_{m2} + R_{p2})/2]$ , предельной высотой  $H'_{lim2} = H_{lim2}/[(R_1^{(2)} + R_2^{(2)})/2] = H_{lim2}/R_{12\lim}^{(2)} = H_{lim2}/[(R_{m2} + R_{p2})/2]$  и предельной силой вытяжки  $F_{lim2} = F_2 - Q_2$ , где  $R_1^{(2)}$  — максимальный (для конических и ступенчатых угловых закруглений коробок) наружный радиус скругления стенки вытягиваемого второго полуфабриката между скруглениями дна и фланца (если имеется фланец), равный радиусу матрицы  $R_{m2}$ ;  $R_2^{(2)}$  — минимальный внутренний радиус скругления стенки второго полуфабриката, равный радиусу пuhanсона  $R_{p2}$ ;  $R_{12}^{(2)} = R_{12\lim}^{(2)} = (R_1^{(2)} + R_2^{(2)})/2$ ;  $F_2 = F_{lim2} + Q_2$  — сила штамповки с учетом силы  $Q_2$  прижатия по приборам пресса и штампа или из расчета, приведенного в работах [4, 5].

Аналогично проектируют третью ( $n = 3$ ) и последующие  $n$ -е операции вытяжки. Предельные коэффициенты  $K_{\lim}$  и  $K_{\lim}^{(n)}$  угловой вытяжки соответственно для первой и  $n$ -й операций рассчитывают на основании справочных данных, приведенной выше теории и в работе [5], CAD/CAE-моделирования и уточняют при отладке штампов.

При проведении испытаний на  $n$ -ю операцию вблизи опасного сечения с минимальной толщиной, где при  $K^{(n)} > K_{\lim}^{(n)}$  произойдет отрыв дна от стенки полуфабриката, по изменению сетки определяют  $\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_2$  [1] и наносят их на ДПД. Дополнительно или вместо ДПД (если ДПД отсутствует) глубину планируемой для вытяжки коробки с фланцем ( $h' = h/R_{12}$ ) или без фланца ( $H' = H/R_{12}$ ) с учетом обрезки неровного края коробки после вытяжки сравнивают с  $h'_{\lim(n)} = h_{\lim(n)}/[(R_1^{(n)} + R_2^{(n)})/2]$  или  $H'_{\lim(n)} = H_{\lim(n)}/[(R_1^{(n)} + R_2^{(n)})/2]$ , полученной в результате испытаний на  $n$ -ю вытяжку. Если размеры коробки соответствуют размерам полуфабриката после  $n$ -й вытяжки и  $P = (1 - h'/h'_{\lim(n)})100 > P_{\lim}$  или  $P = (1 - H'/H'_{\lim(n)})100 > P_{\lim}$  [4], то изготовление коробки рекомендуется за  $n$  операций вытяжки.

### **Способ и штамп для испытаний листового материала вытяжкой за $n$ операций**

Для построения ДПД, а также для исследований штампуемости листового материала разработаны способ и штамп (рис. 4) для испытаний на вытяжку коробки за две операции из заготовок разных конфигураций: прямоугольных без отрезки углов или с отрезкой углов, с отверстиями или без отверстий, с покрытием или без покрытия с использованием разных смазочных материалов, антифрикционных пленок и прокладок с помощью плоского пуансона 2. Работа штампа описана в статье [4]. Разработаны плоские пуансоны, полусферические, полуэллипсоидные и др. Если второй пуансон 6 разместить вверху, то можно выполнять испытания на реверсивную вытяжку второго полуфабриката из первого в отверстие первого пуансона 2, как во вторую матрицу. Теория вытяжки  $n$ -го полуфабриката из ( $n - 1$ )-го, критерии начала разрыва заготовки и окончания испытания, характер разрыва и качество поверхности заготовки вблизи разрыва приведены в работах [3, 5].

### **Расчетная модель CAD/CAE-моделирования**

В исследованиях деформирования и в проектировании вытяжки листовых заготовок использовали компьютерное моделирование, как и в работах [1–5], а именно CAD/CAE-систему Marc корпора-

ции MSC Software (США). Сначала создают расчетную модель испытания на основании чертежа (см. рис. 4), описание модели аналогично описанию в работе [4].

Для построения точек ДПД сначала моделируют первую операцию вытяжки ( $n = 1$ ) первого полуфабриката с размерами  $A \times B \times R = 300 \times 200 \times 50$  мм из прямоугольной заготовки с отрезанными углами с размерами  $A_b \times B_b \times R_b = 484 \times 408 \times 109,971$  мм толщиной  $s_0 = 0,7$  мм; находят  $K = K_1 = R_b/[(R_m + R_p)/2] = 109,971/[(50 + 48,5)/2] = 2,233$ ;  $R_{12}^{(1)} = (R_m + R_p)/2 = (50 + 48,5)/2 = 49,25$  мм;  $r_p = 6$  мм;  $r_m = 10$  мм. Затем моделируют вторую операцию вытяжки ( $n = 2$ ) второго полуфабриката с размерами  $A_2 \times B_2 \times R_1^{(2)} = 276 \times 176 \times 38$  мм из первого полуфабриката;  $R_{12}^{(2)} = (R_{m2} + R_{p2})/2 = (38 + 36,5)/2 = 37,25$  мм;  $K^{(2)} = R_{12}^{(1)}/R_{12}^{(2)} = 49,25/37,25 = 1,322$ ;  $r_{p2} = 6$  мм;  $r_{m2} = 10$  мм. Из условия наличия двух плоскостей симметрии  $XY$  и  $ZY$  моделировали вытяжку четвертой части коробки. При определении предельных параметров вытяжки размеры заготовки постепенно увеличивали, а размеры второго пуансона уменьшали.

Исследуем оцинкованную низкоуглеродистую сталь 01 ЮТ ВОСВ ГЦ (ТУ 14-105-685—2002; ВОСВ — весьма особо сложная вытяжка; ГЦ — горячеоцинкованный прокат) толщиной  $s_0 = 0,7$  мм, которая имеет следующие свойства по ГОСТ 11701—84:  $\sigma_{0,2}$  или  $\sigma_t = 171$  Н/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 304$  Н/мм<sup>2</sup>;  $\delta_p = \delta_{l,p} = 0,24$ ; относительное удлинение  $\delta = (l - l_0)/l_0$  для образцов с  $l_0 = 80$  мм после разрыва  $\delta_{f,c} = \delta_{80} = (l_{f,c} - l_0)/l_0 = 0,408$ ;  $R_a = 2,722$  при  $\theta = 90^\circ$ ;  $\varepsilon_{f,c} = \ln(1 + \delta_{f,c}) = 0,342$ . По формулам из работы [4] получено:  $\varepsilon_{l,p} = \varepsilon_{1,p} = 0,215$ ;  $\varepsilon_{b,p} = \varepsilon_{2,p} = -0,157$ ;  $\delta_{b,p} = -0,145$ ;  $\varepsilon_{s,p} = \varepsilon_{3,p} = -0,058$ ;  $\delta_{s,p} = -0,0563$ ;  $\delta_p/\delta_{f,c} = 0,588$ ;  $\sigma_{0,2}/\sigma_b = 0,562$ .

Учет упрочнения по зависимости  $\sigma_s = f(\varepsilon_i)$  или увеличение напряжения  $\sigma_s$  текучести по мере увеличения интенсивности  $\varepsilon_i$  деформаций элементов заготовки рассчитывали по формулам:  $\sigma_s = \sigma_t + \sigma_b(1 + \delta_p)\varepsilon_i^n$  при  $0 \leq \varepsilon_i \leq \varepsilon_{i,\lim}$ ;  $\sigma_s = \sigma_{s,\lim} = \sigma_t + \sigma_b(1 + \delta_p)\varepsilon_{i,\lim}^n = \text{const}$  при  $\varepsilon_{i,\lim} < \varepsilon_i \leq \varepsilon_{i,\max}$ ;  $n = \ln\{1 - \sigma_t/[\sigma_b(1 + \delta_p)]\}/\ln[\ln(1 + \delta_p)]$  (данная диаграмма показана в работе [5]). При линейном растяжении изотропного материала  $\varepsilon_{s,p} = \varepsilon_{b,p} = -0,58\varepsilon_{l,p}$ , поэтому для оценки анизотропии будем использовать коэффициент анизотропии [5]:

$$Z_\theta = (\varepsilon_{s,p} - \varepsilon_{b,p})/(0,5\varepsilon_{l,p}), \quad (7)$$

где  $\theta$  — угол наклона образца по ГОСТ 11701—84 относительно направления прокатки листа.

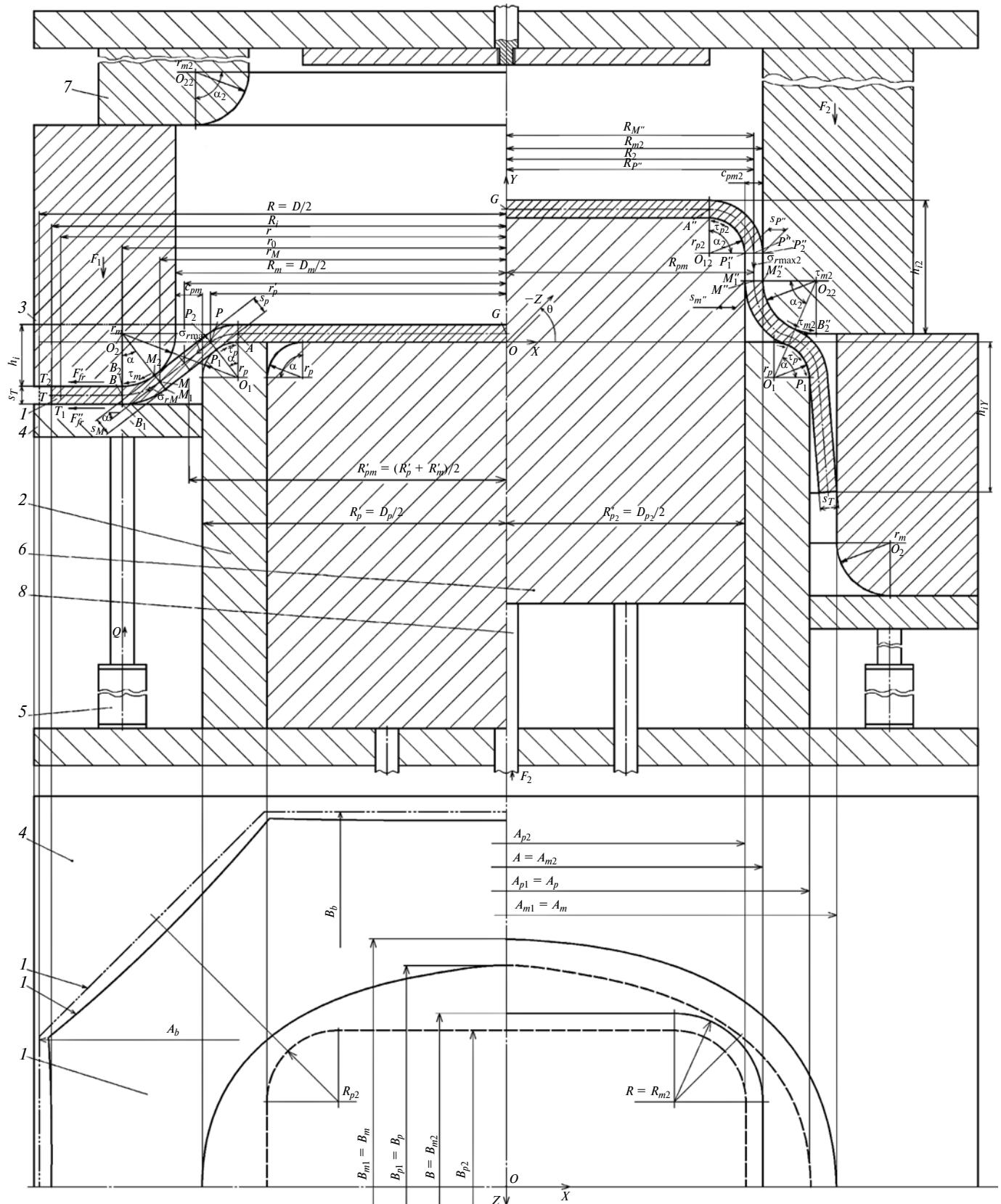


Рис. 4. Штамп для испытаний вытяжкой на первой и второй операциях:

1 — заготовка; 2 — первый пuhanсон; 3 — первая матрица; 4 — прижим; 5 — пружины; 6 — второй пuhanсон; 7 — вторая матрица; 8 — толкатель от подушки пресса

## Результаты CAD/CAE-моделирования

Исследован переход конечных элементов (КЭ) заготовки из упругого состояния в пластическое на основании уравнений пластичности в деформациях, обоснованных в работе [1]. Критерии начала разрушения полуфабриката и прекращения вытяжки приведены в работах [1, 2]. Из данных критериев наиболее важным является коэффициент  $C_s$  использования пластичности и коэффициент  $P_s$  запаса пластичности (до разрушения полуфабриката) для текущей толщины  $s$  в опасном сечении полуфабриката:  $\varepsilon'_s = |\ln(s/s_0)|$ ,  $C_s = \varepsilon'_s/\varepsilon_{s\lim}$ ;  $P_s = (1 - \varepsilon'_s/\varepsilon_{s\lim})100$ , где  $\varepsilon_{s\lim}$  — предельная деформация по ДПУ (по модулю). Если ДПУ нет, то при CAD/CAE-моделировании вытяжки коробки рекомендуется, чтобы утонение коробки не превышало  $\varepsilon_{s\lim} = \ln(1 - \delta_p)$  или  $\delta_s = |(s - s_0)/s_0| < \delta_p$ , или  $T_s = (1 - s/s_0) < \delta_p$ .

На рис. 5 (см. обложку) показано распределение толщины  $s$  первого полуфабриката на промежуточном этапе первой операции вытяжки заготовки с отрезанием углов (без отрезки углов дано в работе [1]) с коэффициентом трения между заготовкой, пuhanсоном, матрицей и прижимом  $\mu = 0,15$  при достижении показателей штампуемости [1, 2] предельных значений, но без разрушения заготовки.

Фланец заготовки потеряет устойчивость с образованием большого числа складок высотой, равной зазору между матрицей и прижимом. Целями испытаний также являются исследования образований складок, их форм и числа в динамике в зависимости от силы  $Q$  или зазора между прижимом и матрицей. На этом этапе (см. рис. 5) толщина  $s$  стенки вблизи радиуса  $r_p$  скругления пuhanсона достигает минимального значения  $s_{min}$ ; на последующих этапах вытяжки  $s_{min}$  не изменяется.

На рис. 6 (см. обложку) показан первый полуфабрикат после первой операции вытяжки, на рис. 7 (см. обложку) — второй полуфабрикат на промежуточном этапе второй операции вытяжки, на рис. 8 (см. обложку) — второй полуфабрикат после второй операции вытяжки. В CAD/CAE-системе внутрь пuhanсона 6 (см. рис. 4) для второй вытяжки можно добавить пuhanсон с соответствующей матрицей для третьей вытяжки, внутрь пuhanсона для третьей вытяжки можно добавить пuhanсон для четвертой вытяжки и так далее для последующих операций вытяжки.

На первой и второй операциях силы трения затрудняют перемещение элементов заготовки по поверхности пuhanсона и их утонение, опасное место с минимальной толщиной  $s_{min}$  и радиусом  $r_f$  от оси (см. рис. 5—8, синий цвет), проходящей через центр углового скругления коробки (где при запредельных параметрах вытяжки происходит разрыв заготовки), для  $\mu = 0,15$  находится в зазоре между пун-

соном и матрицей вблизи границы контакта заготовки с пuhanсоном. Аналогичные распределения для параметров ДНС заготовки и полуфабриката были получены и для других факторов испытания, например, при разных коэффициентах угловой вытяжки и значениях  $\mu$ , необходимых для построения точек ДПД. Нулевой коэффициент трения соответствует наличию смазочного материала между поверхностями трения и антифрикционной и технологической прокладок или вытяжке заготовки с использованием жидкости в качестве пuhanсона.

Исследовано влияние анизотропии на ДПД и минимальную высоту стенки коробки по впадине при направлениях прокатки заготовок под разными углами к оси  $OX$  штампа. Получены диаграммы для сил, действующих на инструменты штампа по ходу вытяжки заготовки; пример такой диаграммы приведен в работе [5].

После второй вытяжки полуфабрикат находится на прижиме, полностью разгрузился от внешних сил и частично разгрузился от внутренних сил, так как имеются остаточные напряжения, под действием упругих деформаций форма полуфабриката исказилась, появились отклонения в размерах и угол пружинения стенки от вертикали, точность полуфабриката снизилась.

Оценим, соответствует ли точность полуфабриката точности коробки, которую необходимо получить из данного полуфабриката после обрезки технологического припуска по краю стенки, и техническому условию. Если не соответствует, в модели необходимо предусмотреть конструкторские и технологические мероприятия [5] для повышения точности полуфабриката после вытяжки. Затем моделирование повторяют до тех пор, пока не получат необходимую точность полуфабриката. Нередко для повышения точности полуфабрикат после вытяжки правят, а неровный край обрезают. CAD/CAE-моделирование позволяет построить контур заготовки с минимальной неравномерностью высоты по периметру коробки и исключить обрезку.

С помощью CAD/CAE-моделирования установлено, что при вытяжке коробчатой детали, стенка которой состоит из плоских (и близких к плоским) участков, между которыми расположены более напряженные с опасными местами скругленные участки, растягивающее по ходу штампа максимальное напряжение в вытягиваемой стенке в середине угловых участков меньше, а отношение предельного радиуса заготовки напротив середины каждого углового участка к радиусу этого углового участка стенки и предельная высота стенки больше, чем при вытяжке осесимметричной детали такого же радиуса из такой же заготовки.

Это объясняется тем, что первые (менее деформируемые) элементы заготовки, из которых вытя-

гиваются плоские участки стенки, перемещаются примерно со скоростью закрепленной на ползуне прессы матрицы (или пуансона) и соответственно быстрее, чем вторые (более деформируемые) элементы, из которых вытягиваются угловые участки стенки. Поэтому из условия сплошности заготовки быстро перемещающиеся элементы (первые) захватывают медленно перемещающиеся соседние элементы (вторые), т. е. «заталкивают» их в матрицу, снижая напряжения.

На плоских (и близких к плоским) участках вытягиваемой стенки коробки растягивающее по ходу штампа напряжение минимально, а ортогонально растягивающему сжимающее напряжение, действующее из разных угловых участков на плоские участки, максимально, что вызывает потерю устойчивости (за пределом упругости путем пластического деформирования) в виде неровностей и складок на плоских участках. Эти дефекты остаются на стенке и после вытяжки, снижая качество и точность детали. Угловые участки вытягиваемой стенки ввиду их повышенной жесткости не теряют устойчивость. Из уравнения пластичности следует, что для снижения сжимающего напряжения, что повысит точность коробки, необходимо увеличить растягивающее напряжение. Для этого можно увеличить удельную силу прижатия фланца или ширину фланца напротив этих вытягиваемых плоских участков (например, используя экономично раскраиваемую квадратную заготовку, см. рис. 1, в), установить перетяжные ребра или пороги напротив прямолинейных отрезков стенки коробки в плане, уменьшив зазор между пуансоном и матрицей и пр.

Для повышения точности можно изменить конфигурацию коробки, например, сделать плоские участки стенки гофрированными или выпуклыми. В этом случае увеличится жесткость выпуклого участка стенки, и сжимающее напряжение будет увеличивать выпуклость участка, не приводя к потере устойчивости. Можно также ввести дополнительную операцию правки коробки после вытяжки.

Анализ рис. 5–8 показал удовлетворительную сходимость результатов теоретических исследований, CAD/CAE-моделирования и практических исследований. По испытаниям на вытяжку получен патент [6]. Экспериментальные ДПД [ $\varepsilon_1 = f(\varepsilon_2)$ ], ДПУ [ $\varepsilon_3 = f(\varepsilon_2)$ ], ДПИД [ $\varepsilon_i = f(\varepsilon_2)$ ] и ДЛИН [ $\sigma_i = f(\varepsilon_2)$ ] для стали 01ЮТ, в сравнении с работой [4] дополненные моделированием испытания на вытяжку коробки в CAD/CAE-системе (точка 7), приведены на рис. 9. При данном испытании для скругленного угла стенки коробчатой детали получен значительно больший интервал значений  $\varepsilon_2$  на ДПД, чем при использовании других испытаний.

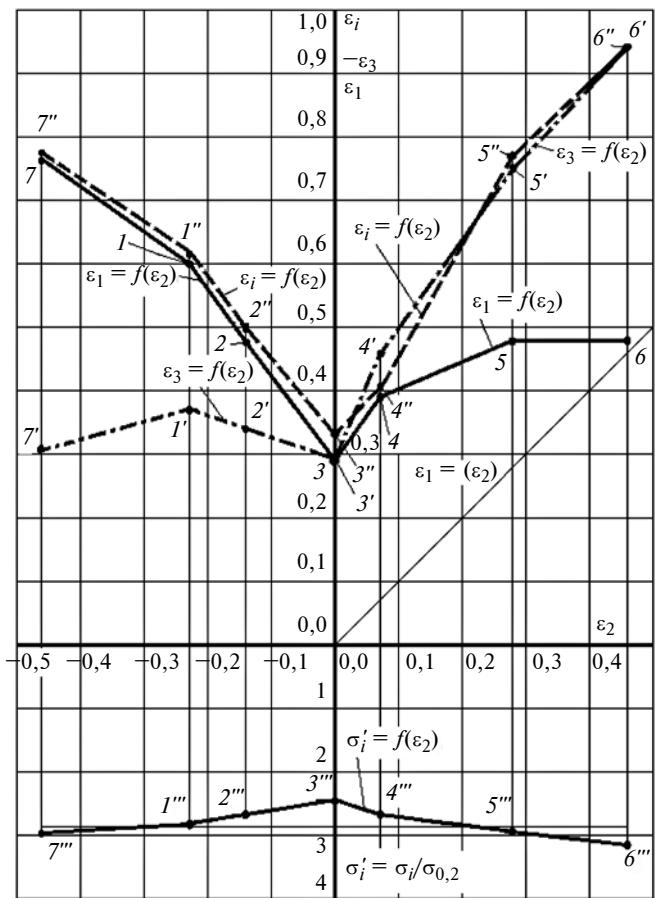


Рис. 9. Экспериментальные ДПД [ $\varepsilon_1 = f(\varepsilon_2)$ ] (—), ДПУ [ $\varepsilon_3 = f(\varepsilon_2)$ ] (···), ДПИД [ $\varepsilon_i = f(\varepsilon_2)$ ] (- - -) и ДЛИН [ $\sigma_i = f(\varepsilon_2)$ ] (—), дополненные испытаниями на вытяжку коробки (точка 7)

Зная  $\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_2$  в каждом элементе обрабатываемой заготовки, в CAD/CAE-системе рассчитываем главные напряжения  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ , которые должны соответствовать эллипсу пластичности  $\sigma_1 = f(\sigma_2)$  с уравнением  $\sigma_i^2 = \sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 = \sigma_s^2$ , где  $\sigma_s$  соответствует зависимости упрочнения (1) при известном значении  $\varepsilon_i$  в элементе.

По первому варианту расчетов во всех элементах, которые только перешли в пластическое состояние,  $\sigma'_1$  и  $\sigma'_2$  должны находиться на начальном эллипсе пластичности  $\sigma'_1 = f(\sigma'_2)$ ,  $\sigma'_1 = \sigma_1/\sigma_{0,2}$ ,  $\sigma'_2 = \sigma_2/\sigma_{0,2}$ ,  $\sigma'_s = \sigma_s/\sigma_{0,2}$ :  $(\sigma'_1)^2 - \sigma'_1\sigma'_2 + (\sigma'_2)^2 = (\sigma'_s)^2$  при  $\sigma_s = \sigma_{0,2}$  и  $\sigma'_s = 1$  (рис. 10).

По мере вытяжки элементы заготовки упрочняются, значение  $\sigma'_s$  увеличивается, для поддержания элементов в пластическом состоянии требуются все большие напряжения ( $\sigma'_1$ ,  $\sigma'_2$ ), и точки элементов с координатами ( $\sigma'_1$ ,  $\sigma'_2$ ) должны находиться на все увеличивающемся эллипсе пластичности.

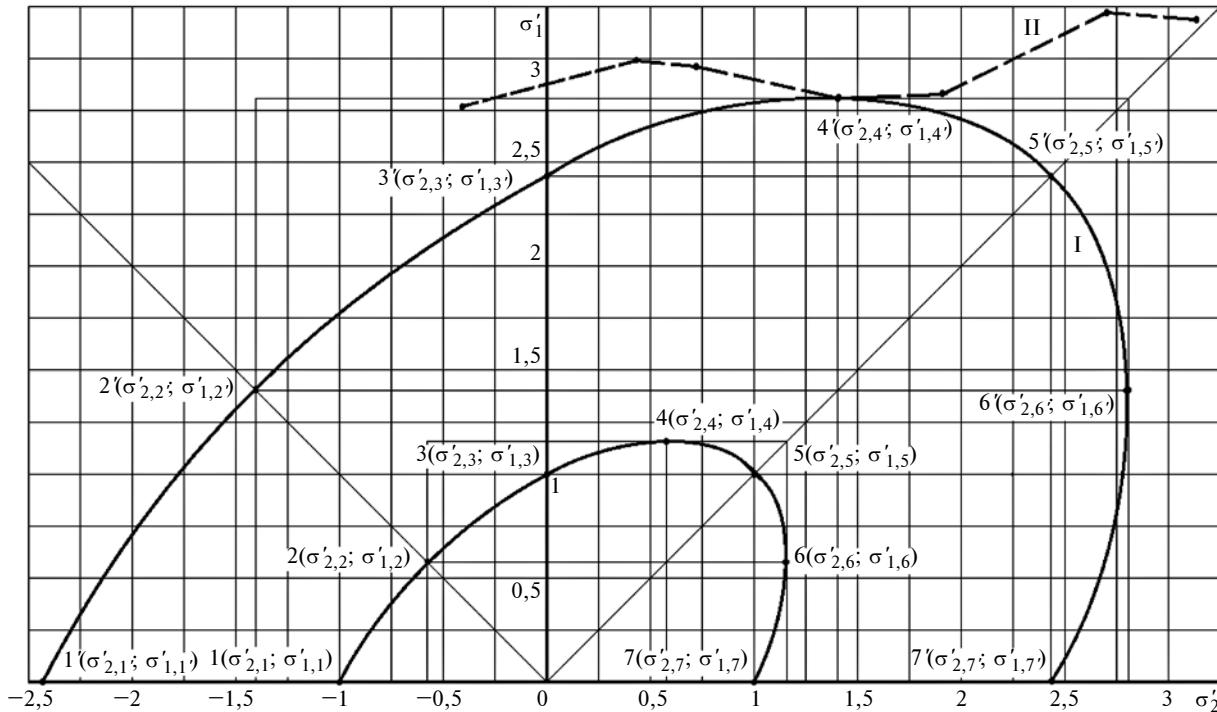


Рис. 10. Начальный (небольшой) и предельный (большой) эллипсы пластичности  $\sigma'_1 = f(\sigma'_2)$  (I) и ДПН (II)

На рис. 10 в верхней полуплоскости системы координат  $\sigma'_1$ ,  $\sigma'_2$  построена ДПН I  $\sigma'_1 = f(\sigma'_2)$  в виде предельного эллипса пластичности  $(\sigma'_1)^2 - \sigma'_1 \sigma'_2 + (\sigma'_2)^2 = (\sigma'_s)^2$  для  $\varepsilon_i$ , например, в точке 3'' ( $\varepsilon_{2,3''}; \varepsilon_{i,3''}$ ) ДПИД  $\varepsilon_i = f(\varepsilon_2)$  (см. рис. 9) и напряжения текучести  $\sigma_s$  по зависимости (1) с учетом того, что  $\sigma'_s = \sigma_s/\sigma_{0,2}$ . Если координаты точки 3'' ( $\varepsilon_{2,3''}; \varepsilon_{i,3''}$ ) отсутствуют, то рассчитываем  $\varepsilon_i$  по эмпирической формуле:  $\varepsilon_1 = [\ln(1 + \delta_p) + \ln(1 + \delta_{f,c})]/2$ ,  $\varepsilon_2 = 0$ ,  $\varepsilon_i = (2/\sqrt{3})\varepsilon_1$ .

По второму варианту расчетов ДПН  $\sigma'_1 = f(\sigma'_2)$  строим на основании известных в теории пластичности уравнений связи напряжений  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  и деформаций  $\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_2$ :  $\sigma_1 = (2/3)(\sigma_i/\varepsilon_i)(2\varepsilon_1 + \varepsilon_2)$ ,  $\sigma_2 = (2/3)(\sigma_i/\varepsilon_i)(2\varepsilon_2 + \varepsilon_1)$  или в безразмерных напряжениях  $\sigma'_1 = \sigma_1/\sigma_{0,2} = (2/3)(\sigma_i/\sigma_{0,2})(1/\varepsilon_i)(2\varepsilon_1 + \varepsilon_2)$ ,  $\sigma'_2 = \sigma_2/\sigma_{0,2} = (2/3)(\sigma_i/\sigma_{0,2})(1/\varepsilon_i)(2\varepsilon_2 + \varepsilon_1)$ .

На рис. 10 пунктирной линией II показана ДПН  $\sigma'_1 = f(\sigma'_2)$ , построенная по этим уравнениям для предельных деформаций  $\varepsilon_1$  и  $\varepsilon_2$ , взятых из экспериментальной ДПД на рис. 9. На ДПН II крайняя левая точка построена по результатам CAD/CAE-моделирования испытания листа вытяжкой коробчатой детали. На операциях листовой штамповки напряжения  $\sigma'_1$  и  $\sigma'_2$ , рассчитанные CAD/CAE-моделированием обработки заготовки в опасном месте, не должны выходить за ДПН I и II и иметь определенный запас пластичности [1, 2].

С учетом ДПД, показанной на рис. 9, смоделирован процесс вытяжки из листовой заготовки наружной панели капота автомобиля на прессе простого действия с подушкой (рис. 11, см. обложку).

CAD/CAE-моделирование многооперационной неосесимметричной вытяжки полуфабрикатов из листовых заготовок со свойствами по ГОСТ 11701–84 пуансонами разной формы можно использовать для построения ДПД, определения рациональных параметров вытяжки, выбора прессового оборудования, расчета вероятности разрушения заготовки, а также при разработке мероприятий по исключению разрушения заготовки.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Жарков В. А. Испытания материалов. Классификация и теория // Вестник машиностроения. 2016. № 6. С. 51–58.
2. Жарков В. А. Испытания материалов. Растижение и обтяжка узких и широких заготовок // Вестник машиностроения. 2016. № 8. С. 55–64.
3. Жарков В. А. Испытания материалов. Формовка листов, лент и полос // Вестник машиностроения. 2017. № 1. С. 67–75.
4. Жарков В. А. Испытания материалов. Многооперационная осесимметричная вытяжка листовых заготовок // Вестник машиностроения. 2017. № 4. С. 62–73.
5. Жарков В. А. Моделирование в системе Marc обработки материалов в машиностроении // Вестник машиностроения. 2012. № 8–12; 2013. № 2, 3.
6. Жарков В. А. и др. Способ испытания листового материала на пружинение и предельные параметры при вытяжке стакана с фланцем (варианты). Пат. RU 2460985 C2. МПК GO IN 3/28 (2006.01).

УДК 621.91.001.57

Ю. Г. КАБАЛДИН, д-р техн. наук, А. А. КУЗЬМИШИНА, В. О. ЗОТОВ,  
Е. Е. ВЛАСОВ (Нижегородский ГТУ им. Р. А. Алексеева),  
e-mail: uru.40@mail.ru

## Моделирование контактных процессов и деформации срезаемого слоя при резании

Численным моделированием установлен характер контакта стружки с передней поверхностью инструмента при резании. Определены механизмы образования зон высокого давления на контактной поверхности инструмента и дискретного формирования нароста. Показано значение пластической неустойчивости прирезцовых слоев стружки и вихревых мод деформации на изнашивание инструмента.

**Ключевые слова:** резание, стружка, инструмент, вихревые моды деформации, зоны высокого давления, нарост, изнашивание.

By numerical modeling the character of chip contact with tool front surface at cutting is determined. The mechanism of high pressure areas formation on tool contact surface and discrete incrustation formation are determined. The value of plastic instability of cutter-side chip layers and vortex deformation modes on tool wear is shown.

**Keywords:** cutting, chip, tool, vortex deformation modes, high pressure areas, incrustation, wear.

Эксперименты показали, что при резании в толще стружки обрабатываемого материала и в приконтактных слоях инструментального материала происходят сложные процессы и, в частности, имеет место вихревое течение частиц [1]. Исследование потери пластической устойчивости приконтактных слоев обрабатываемого материала позволило определить механизм изнашивания твердосплавного режущего инструмента.

### Напряженно-деформированные состояния инструментального и обрабатываемого материалов при резании

Численное моделирование напряженно-деформированного состояния (НДС) инструментального и обрабатываемого матери-

алов при резании [2, 3] (рис. 1) показало, что в прирезцовой зоне стружки сжимающие напряжения

$\sigma_{22}$  в середине контакта переходят в растягивающие. Вблизи режущего лезвия стружка не контактирует с передней поверхностью инструмента. Первичный контакт наблюдается на расстоянии 0,26 мм от режущего лезвия, здесь сжимающие нормальные напряжения достигают 300÷450 МПа. Далее имеют место пятна касания малой протяженности, т. е. прерывистый контакт стружки с передней поверхностью инструмента, где имеет место трение.

На рис. 2 приведена микрофотография с полостью в окрестности режущей кромки инструмента, что подтверждает теоретические исследования, т. е. отсутствие контакта частиц стружки с инструментом вблизи режущего лезвия.

Первичное затормаживание прирезцовых слоев стружки при обработке стали 45 (рис. 3) подтверждает образование текстуры, которая формирует ядро нароста на некотором удалении от режущей кромки.

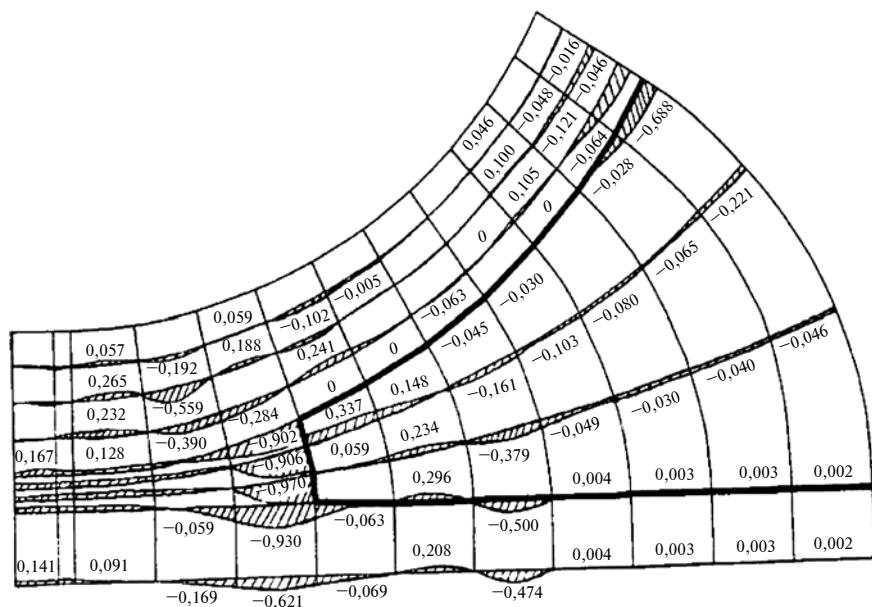


Рис. 1. НДС в зоне резания

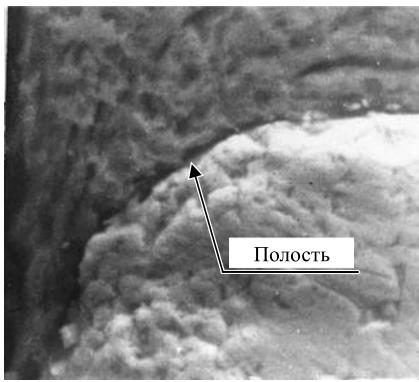


Рис. 2. Микрофотография с полостью в окрестности режущего лезвия ( $\times 5000$ ) (резец ВК 8; сталь 45;  $v = 1$  м/с;  $a = 0,2$  мм)

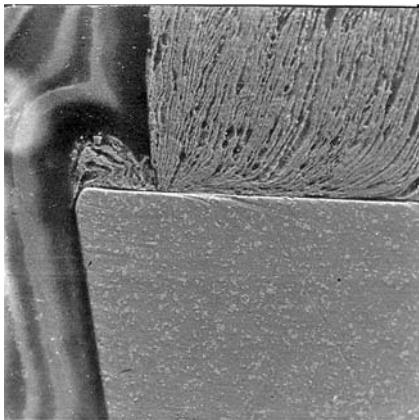


Рис. 3. Микрофотография с плотным контактом стружки и передней поверхности инструмента с образованием текстуры на некотором удалении от режущей кромки ( $\times 1000$ )

На микрофотографии передней поверхности инструмента (рис. 4) видны «приварившиеся» частицы обрабатываемого материала, что указывает на интенсивность адгезионных процессов. Исследования распределения частиц обрабатываемого металла (см. рис. 4, а) и начального износа контактных площадок (см. рис. 4, б) показали, что наибольшие интенсивность адгезионных процессов и изнашивание инструмента имеют место на некотором удалении от режущей кромки. В конце контакта стружки с инструментом, где происходит трение окисленных поверхностей, адгезионные процессы снижаются. Такие же результаты по-

казали и расчеты НДС контактирующих областей при резании (см. рис. 1).

В настоящее время наибольшее признание получила двухзонная модель контакта стружки с инструментом (рис. 5, а): первая зона ( $C_{\text{пл}}$ ) — пластический контакт, вторая зона ( $C_{\text{вн}}$ ) — трение или прерывистый контакт [1].

Исследования показали, что пластический контакт имеет разные стадии. Сначала происходит дискретный (очаговый) процесс — образуются заторможенные области первичного контакта, которые воспринимают большие сжимающие напряжения. Затем наблюдается дальнейшее развитие пластического контакта, при котором образуется нарост —

клиновидное тело, выполняющее функцию лезвия. На участке  $C_d$  (см. рис. 5, б) происходит деформационное (когезионное) образование нароста, т. е. без адгезионных явлений. Это подтверждают и экспериментальные данные (см. рис. 4) — вблизи режущего лезвия налипы отсутствуют и нарост имеет слоистое строение.

При резании возникают и области высокого давления (ОВД), и области низкого давления (ОНД) (рис. 6). Области высокого давления на передней (участок длиной  $L$ ) и задней поверхностях инструмента определяют механизм формирования нароста и изнашивание инструмента.

На рис. 7, а представлены микрофотография подошвы нароста,

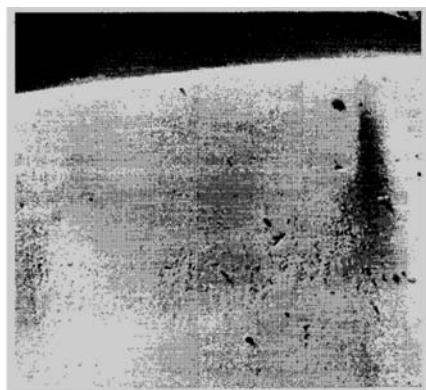


Рис. 4. Микрофотографии взаимодействия стружки с инструментом из сплава ВК8 ( $\times 1000$ ):  
а — частицы металла, «приварившиеся» после сдвига нароста по передней поверхности;  
б — формирование лунки и краевое изнашивание передней поверхности резца после стравливания частиц металла

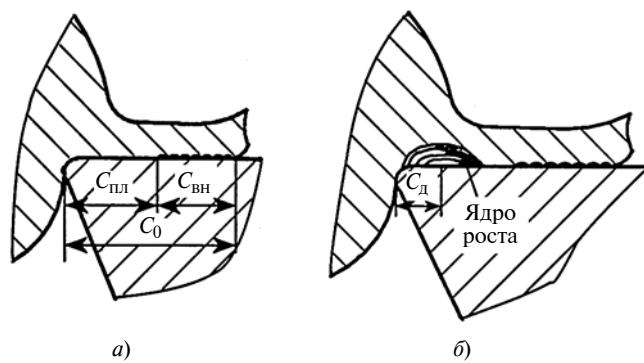


Рис. 5. Известная двухзоная модель контакта стружки с передней поверхностью инструмента (а) и предлагаемая (б)

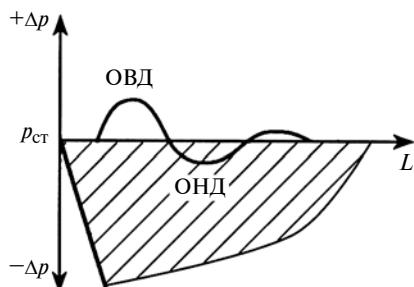


Рис. 6. Схема с высоким и низким деформационным давлением на передней поверхности инструмента

образовавшегося при резании стали 10. После сдвига нароста относительно передней поверхности инструмента образуется вихревая структура, что указывает на значительную деформацию  $ε$  прирезцовых слоев ввиду больших нормальных напряжений  $σ_L$  на рабочие поверхности инструмента и потери устойчивости обрабатываемого материала.

С помощью микрорентгеноспектрального анализа шлифов пластин из твердого сплава ВК8 и нароста в граничном слое обнаружено повышенное содержание кремния и марганца.

#### Механизм возникновения пластической неустойчивости в прирезцовых слоях обрабатываемого материала

Вихревое движение частиц обрабатываемого материала (рис. 7, *a*, *б*) свидетельствует о высокой деформации прирезцовых слоев. Значительные деформации и накопление дислокаций в локальных объемах приводят к искажению кристаллической решетки материала. Предельное искажение кристаллической решетки обусловлено критической плотностью  $ρ_{kp}$  дислокации в локальных объемах металла. Принимаем, что удельная энергия  $ΔU_d$  деформации затрачивается на предельное искажение кристаллической решетки и наруше-

ние межатомных связей. Тогда можно записать:

$$ΔU_d = E_0 ρ_{kp}, \quad (1)$$

где  $E_0$  — энергия дислокаций на единицу длины.

Расчетами получено, что кристаллическая решетка металла нарушается и его состояние близко к аморфному [4] при  $ρ_{kp} = 10^{14} \text{ см}^{-2}$ .

Электронографические исследования подтверждают аморфизацию кристаллической решетки деформируемых локальных объемов и в приконтактном слое стружки, и в теле нароста (рис. 8).

Таким образом, при установившемся резании в прирезцовых слоях стружки возможно плавление деформированных объемов обрабатываемого материала и вихревое движение частиц (см. рис. 1).

В первом приближении увеличение температуры в прирезцовом слое стружки при контакте с передней поверхностью инструмента составит:  $ΔT = τ_s ε / C_V$ , где  $τ_s$  — напряжения текучести;  $C_V$  — теплоемкость.

Для стали  $τ_s = 5 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ ;  $C_V = 5000 \text{ Дж/(м}^3 \cdot \text{К)}$ ;  $ε = 30$ , тогда  $ΔT = 1400 \text{ К}$ , что близко к

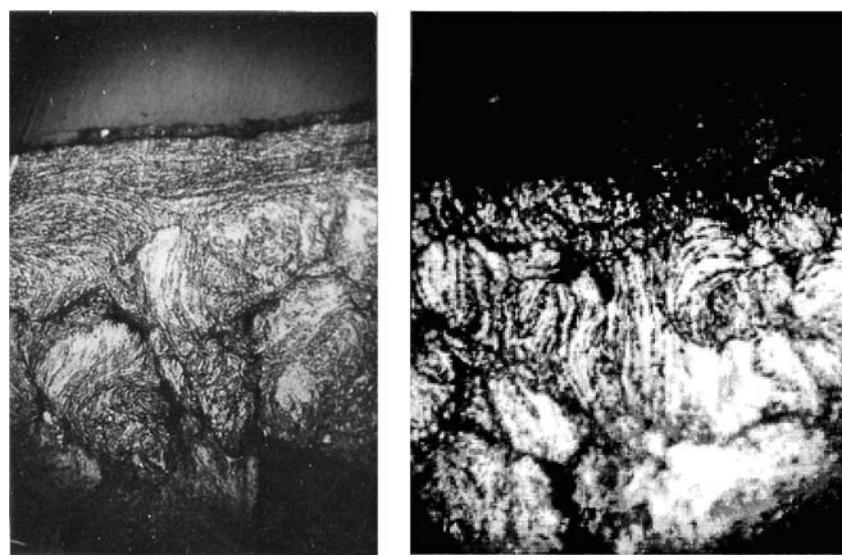


Рис. 7. Микрофотографии с дискретным затормаживанием частиц обрабатываемого материала на передней поверхности инструмента при обработке стали 10 ( $\times 200$ ) на скоростях  $v = 15$  (а) и  $35 \text{ м/мин}$  (б)

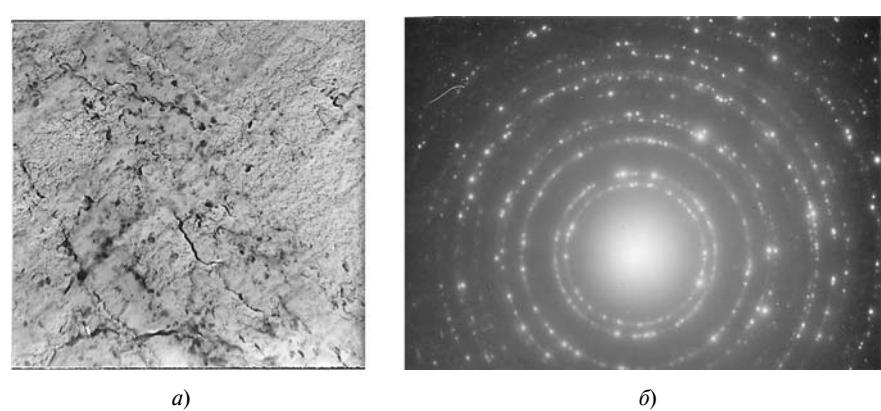


Рис. 8. Аморфная структура прирезцового слоя при обработке стали 10:  
а — тела нароста ( $\times 3000$ ); б — электроннограмма с прирезцового слоя стружки

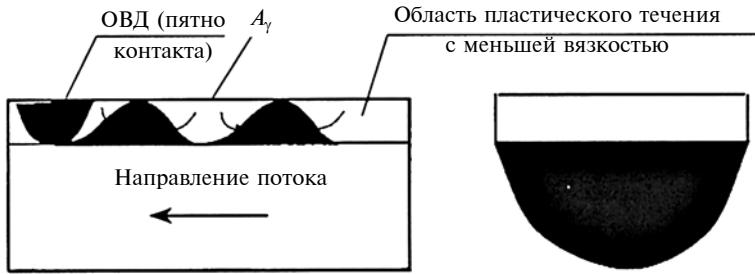


Рис. 9. Схема перемещения стружки относительно ОВД и генерация солитонов

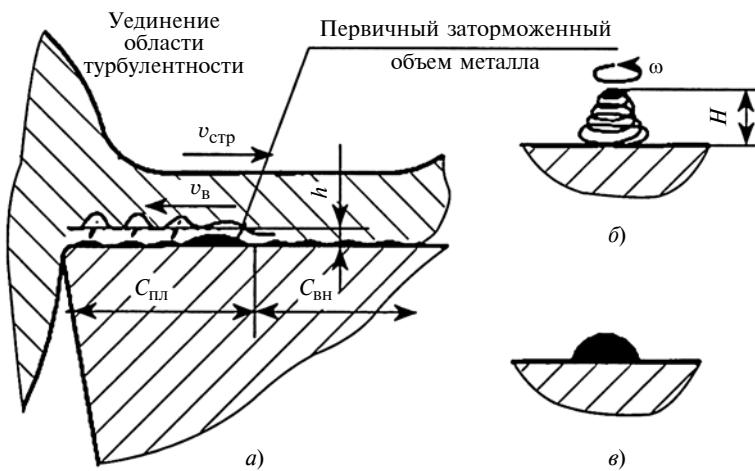


Рис. 10. Схемы формирования нароста и волн пластичности на передней поверхности инструмента (а) и образование локальных налипов (б, в)

температуре плавления, например, стали У8. Экспериментальные исследования [1, 2] показали, что плотность  $\rho$  дислокаций в локальных объемах может составлять  $\approx 10^{12} \div 10^{14} \text{ см}^{-2}$ , что указывает на разрушение кристаллической решетки интенсивно деформируемых объемов металла.

Исследования дислокационной структуры с использованием тонких фольг [5] также показали, что в прирезцовом слое стружки в ОВД плотность дислокаций достигает критических значений.

Исходя из квазижидкого состояния прирезцовых слоев стружки, сделано предположение, что нарост формируется в результате движения единичных волн (см. рис. 5, б) в направлении режущего лезвия подобно солитонам. В работах [5, 6] приведены математические модели и методы численного моделирования гене-

рации солитонов. Рассматривается движение ОВД по поверхности жидкости, которая ограничена непроницаемыми стенками.

Локализованными ОВД в прирезцовом слое могут быть первичные очаги затормаживания частиц обрабатываемого материала, т. е. налипы.

На рис. 9 показано перемещение стружки относительно ОВД и генерация солитонов, передняя поверхность резца находится сверху.

Солитоны могут образовываться и из обрабатываемого материала (стружка), и из инструментального, при этом за солитоном образуется впадина.

Рассмотрим математическую модель возникновения единичных вихревых структур в приконтактных вязкопластических слоях, используя результаты работы [5, 6]. Для описания используем

общенное приближение Буссинеска, при котором искомыми функциями являются: профиль  $\eta(x, t)$  пластического контакта инструмент—деталь и осредненная по ширине пластического контакта тангенциальная компонента скорости  $u(x, t)$ . Эволюция искомой функции подчиняется закону (индексы означают частное дифференцирование по соответствующим переменным):

$$\left. \begin{aligned} \eta_t + [(1 + \eta)u]_x &= 0; \\ u_t + uu_x + \eta_x + p_x &= 1/3 u_{txx}, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где  $P(x, t)$  — распределение давления по контакту.

На рис. 10, а—в показаны схемы формирования нароста и волн пластичности на передней поверхности инструмента (а) и образование локальных налипов (б, в)

Последовательно, давление  $p(x, t)$  в уравнении (3), в отличие от решения в работе [5], будем задавать неоднородным.

Рассмотрим течение материала при резании с одной ОВД, которая движется по пластическому слою. Согласно рис. 1 по краям этой области можно принять  $p = 0$ , а в ее центре  $p = p_m \neq 0$ . Поэтому ОВД можно задать в виде:

$$p(x, t) = p(\xi) = \begin{cases} pm \cos^2\left(\frac{\pi\xi}{2}\right) & \text{при } |\xi| \leq 1; \\ 0 & \text{при } |\xi| > 1, \end{cases} \quad (3)$$

где  $\xi = \frac{(x-vt)}{l}$  — локальная координата в системе отсчета, связанная с инструментом;  $v$  — скорость резания;  $l$  — размер ОВД.

Таким образом, ОВД в прирезцовом слое характеризуется скоростью движения  $v = \text{const}$ , размером  $l$  и давлением  $p_m = p_0(0)$ . В качестве начальных данных примем профиль  $\eta_0(x)$  начально-

го контакта и начальную скорость  $u_0(x)$ :

$$\left. \begin{array}{l} \eta = \eta_0(x); \\ u = u_0(x) \text{ при } t = 0. \end{array} \right\} \quad (4)$$

Численное решение дифференциальных уравнений основывается на методе конечных разностей. Дискретизация по времени осуществляется по неявной схеме Кранка–Николсона. Для удобства построения разностной схемы систему уравнений запишем как

$$\left. \begin{array}{l} \eta_t + q_x = 0; \\ \omega_t + s_x = 0, \end{array} \right\} \quad (5)$$

где

$$\begin{aligned} q(x, t) &= (1 + \eta)u; \\ \omega(x, t) &= u - (1/3)u_{xx}; \\ s(x, t) &= (1/2)u^2 + \eta + p. \end{aligned} \quad (6)$$

Считаем, что первоначально жидкопластический слой в стружке покоятся:

$$\begin{aligned} \eta_0(x) &= -p(x, 0); \\ \omega_0(x) &= 0 (\Leftarrow u_0(x) = 0). \end{aligned} \quad (7)$$

Для расчетов необходимо ограничить интервал изменения переменной  $x$ :  $-l_1 \leq x \leq l_2$ . В первом приближении принимаем, что жидкопластический слой находится в канале с непроницаемыми границами, тогда получим:

$$\left. \begin{array}{l} u = 0 \text{ при } x = -l_1 \text{ и } x = l_2; \\ q = 0 \text{ при } x = -l_1 \text{ и } x = l_2. \end{array} \right\} \quad (8)$$

Разностная система уравнений будет иметь вид:

$$\left. \begin{array}{l} \eta^{n+1, k+1} + \frac{\Delta t}{2} q_x^{n+1, k} = \\ = \eta^n - \frac{\Delta t}{2} q_x^n; \\ \omega^{n+1, k+1} + \frac{\Delta t}{2} s_x^{n+1, k} = \\ = \omega^n - \frac{\Delta t}{2} s_x^n, \end{array} \right\} \quad (9)$$

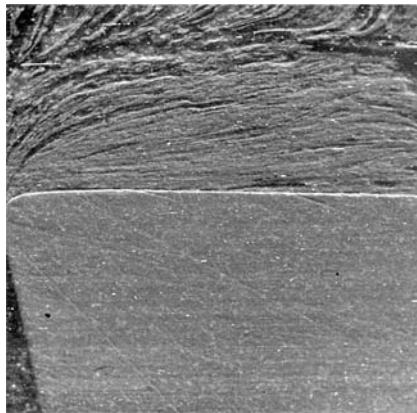


Рис. 11. Нарост из деформированных слоев металла

где  $\Delta t$  — шаг; первый верхний индекс — номер шага по времени; второй — номер итерации.

Из решения уравнений (2)–(9) следует, что движущиеся по поверхности пластического слоя ОВД могут периодически генерировать волны солитонного типа, движущиеся по потоку к вершине режущего клина (рис. 11, а). Причем солитоны возникают при некоторой критической скорости  $u_{kp}$  резания. С повышением давления  $p_m$  увеличивается частота генерации солитонов, их амплитуды и скорости. В результате расхода пластического материала на формирование солитонов в прирезцовом слое за ОВД образуется впадина. С увеличением скорости резания частота генерации солитонов уменьшается, а с увеличением толщины пластического слоя стружки — возрастает.

Определим время релаксации деформационных солитонов и их энергию. Расчетами установлено, что время релаксации солитона деформационного происхождения составляет  $\approx 10^{-2} \div 10^{-5}$  с.

Энергию солитона в первом приближении определяет формула  $\Delta E = F_d v_c$ , где  $F_d$  — сила, действующая на единицу длины дислокации;  $v_c$  — скорость солитона (близка к скорости звука).

Скорость и энергия солитона деформационного происхождения определяются средой, т. е. в

данном случае зависят от обрабатываемого материала. В ряде материалов скорость  $v_d$  дислокаций близка к скорости звука. Скорость дислокаций в металлах с гранецентрированной кубической (ГЦК) решеткой выше, чем в металлах с объемно центрированной кубической (ОЦК) решеткой. Скорость  $v_d$  также зависит от энергии дефекта упаковки (ЭДУ) металла.

Энергия солитона превышает удельную энергию  $\Delta E_{ud}$  разрушения связующей фазы и зерен карбидной фазы в твердых сплавах.

Тепловая мощность солитона с плотностью  $\rho$  дислокаций составит [7]:  $Q_0 = 10^8 \rho^{1/3} \varepsilon q_0$ , где  $\varepsilon$  — деформация в локальных ОВД;  $q_0$  — тепловая мощность одной дислокации.

Температуру в локальных объемах находим по формуле  $\theta = A q_0 \sqrt{\tau_c}$ , где  $\tau_c$  — продолжительность существования солитона.

Расчеты показали, что при значительной продолжительности солитона ( $\tau_c = 10^{-5}$  с) температура  $\theta$  устанавливается практически мгновенно и превышает температуру плавления большинства обрабатываемых материалов.

На рис. 10, а–в показаны схемы образования нароста и волн пластичности на передней поверхности инструмента и образование локальных налипов, где  $h$  — толщина квазижидкого прирезцовового слоя стружки;  $H$  — высота вихревого столба;  $\omega$  — угловая скорость вихря;  $v_{ct}$  — скорость стружки;  $v_b$  — скорость волн.

Генерируемые ОВД солитоны представляют собой зародыши новой динамической диссипативной структуры течения в приконтактных слоях. В срезаемом слое у вершины режущего клина концентрируются трехмерные возмущения относительно большой амплитуды, которые способны в результате нелинейных процессов преобразоваться в турбулентность.

При резании пластическое течение приконтактных слоев приводит к потере устойчивости материала и созданию единичных зон турбулентности (см. рис. 10, а), погруженных в ламинарное течение. Следовательно, развитый нарост является единичной стационарной зоной турбулентности у вершины режущего клина, в котором происходит перемешивание слоев материала. Образование локальных зон массопереноса, формирующихся по вихревому (ротационному) механизму и остающихся на передней поверхности инструмента в виде небольших налипов, обусловлено, с одной стороны, повышением давления при движении солитона по поверхности жидкой среды, с другой стороны, взаимодействием слоев жидкости с поверхностными слоями инструментального материала, последующей адгезией и блокированием течения.

Таким образом, реализуются ротационные моды деформации (см. рис. 10, б) и образуется вихревой столб, высота которого определяется толщиной жидкого слоя, свойствами обрабатываемого материала и скоростью потока жидкости. Последние факторы влияют на степень упрочнения наростов. Увеличение высоты нароста после образования ядра происходит под действием единичных волн на поверхности жидкого слоя, перемещающихся к режущему лезвию. Поэтому нарост имеет послойное строение из деформируемых слоев (см. рис. 11).

Справедливость выдвинутой гипотезы о формировании развитого нароста под действием волн квазижидкого слоя подтверждает то, что кристаллическая структура нароста металлографически не выявляется (см. рис. 8, а), т. е. металл в теле развитого нароста также находится в аморфно-кристаллическом состоянии.

Солитоны формируются в основном из материала срезаемого

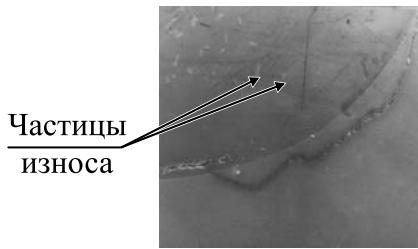


Рис. 12. Косой срез с передней поверхности инструмента из сплава Т15К6 с лункой, заполненной износом из титанового сплава с частицами инструментального материала (белые частицы вверху слева)



а)



б)

Рис. 13. Микрофотографии вихревого движения частиц износа инструментального материала в лунке на передней поверхности сплава Т15К6 ( $\times 1500$ )

слоя. И если зародыши вихревой структуры образуются из поверхностного слоя резца, то имеет место унос частиц инструментального материала из ОВД, т. е. изнашивание.

На рис. 12 приведена микрофотография шлифа инструмента из сплава Т15К6 после обработки титанового сплава, а на рис. 13

захвачено вихревое движение частиц износа инструментального материала в лунке на передней поверхности сплава Т15К6 — в лунке и в заполнившем ее материале (обрабатываемый) видны светлые пятна, это вырванные частицы инструментального материала. Такое расположение частиц инструментального материала возможно только при жидком состоянии обрабатываемого материала, его вихревом движении и перемешивании слоев. На рис. 13, б частицы износа находятся выше контактной поверхности инструмента.

Частицы износа инструментального материала перемещаются по передней поверхности инструмента (см. рис. 13, а), а затем в результате вихревого движения частиц прирезцового слоя перемещаются в толщу стружки (см. рис. 13, б). Отделение частиц происходит в результате их отрыва в результате усталостных процессов или локального отрыва инструментального материала из-за высокой прочности адгезионных связей с обрабатываемым материалом.

Теоретические и экспериментальные исследования позволили установить вихревой механизм изнашивания твердосплавного инструмента и на его основе разработать способы повышения износостойкости инструмента.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Зорев Н. Н. Вопросы механики процесса резания металлов. М.: Машиностроение, 1956. 367 с.
2. Кабалдин Ю. Г., Шпилев А. М., Бурков А. А. Солитонный механизм возмущения вибраций в технологических самоорганизующихся системах // Вестник машиностроения. 2000. № 3. С. 31–37.
3. Кабалдин Ю. Г., Алейников А. И., Бурков А. А. Синергетика эволюции структур и солитонные механизмы трения, износа и смазки

С. В. КАСЬЯНОВ, А. Г. КОНДРАШОВ, Д. Т. САФАРОВ, кандидаты технических наук (Набережночелнинский институт — филиал Казанского федерального университета, г. Набережные Челны), e-mail: kondrashovag@mail.ru

## Экспресс-оценка качества износостойких покрытий для режущих инструментов в заводских условиях

Проанализирована работа режущего клина с целью совершенствования технологий нанесения покрытий на режущий инструмент и приведена методика исследования характеристик покрытия в заводских условиях. Установлены механизмы разрушения покрытия в процессе резания и закономерности затупления инструментов в течение периода стойкости. Оптимизирован процесс нанесения покрытия.

**Ключевые слова:** износостойкое покрытие, режущий инструмент, износ, дефекты покрытия, разрушение покрытия.

The operation of a cutting wedge with the purpose of improvement of coating application technologies on a cutting tool are analyzed and the research methodic of coating characteristics in factory environment is presented. The mechanisms of coating failure at cutting process and laws of tools dulling during resistance period are determined. The coating application process is optimized.

**Keywords:** wear resistant coating, cutting tool, wear, coating defects, coating failure.

Обработка резанием по-прежнему остается основной технологией формообразования рабочих элементов деталей. Это один из самых сложных процессов, обусловленный высокой степенью деформации припуска. На рабочих контактных площадках инструмента нормальные ( $\sigma_N$ ) и касательные ( $\tau_F$ ) напряжения достигают нескольких тысяч мегапаскалей [1]. При деформации стружки

высвобождается большое количество теплоты, так что температура в режущем клине может превышать  $700\text{--}800$  °C. Причем градиент температур в режущем клине весьма высок (рис. 1, а).

На участке постоянного контакта ( $L_{\text{пост}}$ ) (рис. 1, б) при температурах  $200\text{--}500$  °C возникают адгезионные связи инструментального и обрабатываемого материалов, а при высоких скоро-

стях резания, когда температура превышает  $700$  °C, возможна встречная диффузия их атомов. На участке прерывистого контакта ( $L_{\text{пр}}$ ) идет интенсивное окисление поверхностных слоев инструментального материала. Эти явления интенсифицируют износ инструмента. Для их подавления необходимо постоянно совершенствовать свойства инструментальных материалов [1]. Однако к 80-м годам XX века для однородного твердого тела эти возможности были исчерпаны. Началось активное внедрение технологий поверхностного упрочнения инструментов. Наиболее широко используют нанесение износостойких покрытий на основе карбидов и нитридов переходных металлов (TiN, TiC, ZrN, CrN, NbC, TaC и др.) [2, 3].

К настоящему времени для разных условий резания разработано множество вариантов многослойных покрытий. Одновременно совершенствуются и сами процессы резания. Одним из способов повышения их эффективности становится оптимизация режимов резания, в том числе и по снижению сил резания [4]. Также для повышения скорости резания широко применяют глубокое охлаждение зоны резания [5—7]. Этот процесс существенно ужесточает условия работы покрытий. Поэтому крайне важно



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 75)

при резании // Вестник машиностроения. 2000. № 1. С. 34—41.

4. Павлов В. А. Аморфизация структуры металлов и сплавов с предельно высокой степенью деформации // Физика металлов и металловедение. 1985. Т. 59. Вып. 4. С. 629—649.

5. Белоцерковский О. М. Численный эксперимент в турбулентности: от порядка к хаосу. М.: Наука, 1997. 207 с.

6. Черный Г. Г. Движение плавящегося твердого тела между двумя полупространствами // Доклады АН СССР. 1985. Т. 282. № 4. С. 814—818.

7. Красулин Ю. П., Тимофеев В. Н. Тепловыделение на контактных поверхностях в процессе обработки металлов // Физико-механические и теплофизические свойства металлов. М.: Наука, 1976. С. 132—136.

8. Панин В. Е., Лихачев В. А., Гриняев Ю. В. Структурные уровни деформации твердых тел. Новосибирск: Наука, 1985. 229 с.

9. Компьютерное моделирование и исследованиеnanoструктур в процессах обработки резанием на основе квантово-механических расчетов: учеб. пособие / Ю. Г. Кабалдин, С. В. Серый, О. В. Кретинин и др. Н. Новгород: НГТУ им. Р. Е. Алексеева, 2014. 119 с.

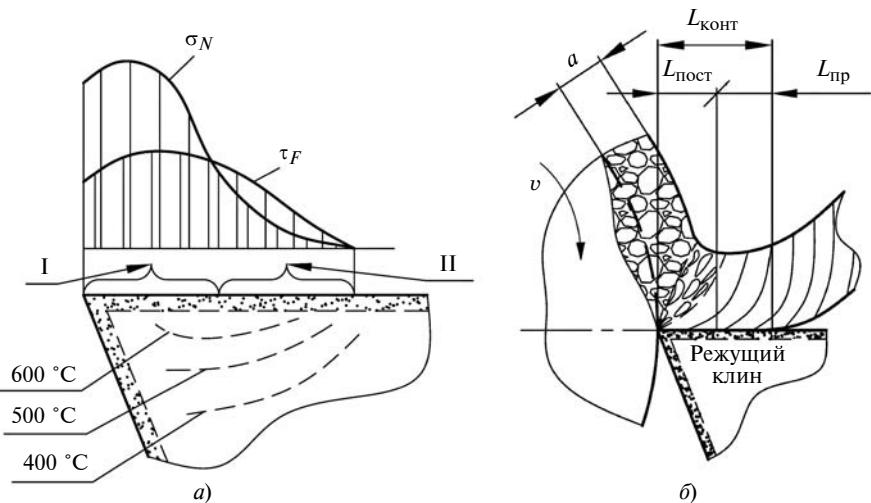


Рис. 1. Условия работы износостойких покрытий (а) и схема процесса резания (б):  
I — зона адгезии—диффузии; II — зона окисления

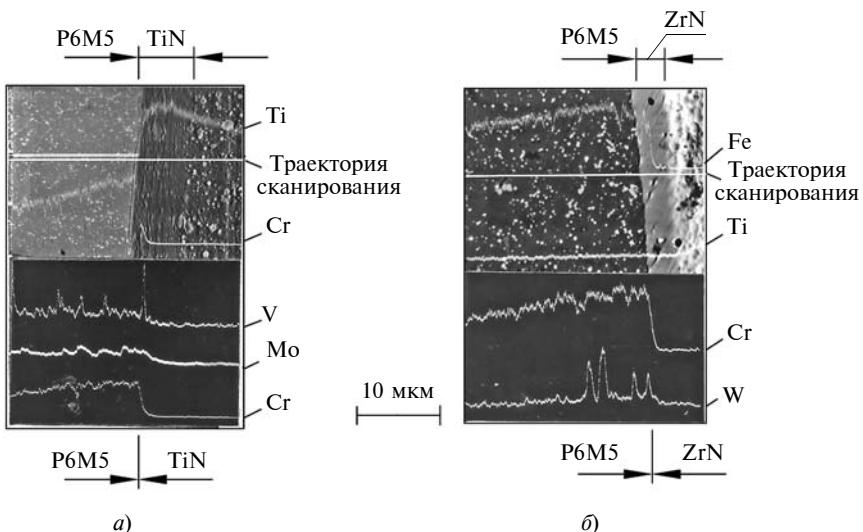


Рис. 2. Распределение легирующих элементов на границе покрытий TiN (а) и ZrN (б) с подложкой

детально исследовать механизмы разрушения покрытий, а также разработать методы их адекватного диагностирования, чтобы выработать направления дальнейшего их совершенствования.

Исследовали характеристики PVD покрытий (TiN, ZrN), а также их износ при резании на различных стадиях затупления резцов из быстрорежущей стали и твердого сплава.

Методика исследований включала:

изготовление идентичных по составу и свойствам образцов в виде неперетачиваемых пластин

из быстрорежущих сталей с контролем микротвердости;

регистрацию режимов нанесения покрытий и координат размещения образцов в потоке плазмы;

измерения толщины и шероховатости поверхности, а также оценку степени дефектности покрытий;

микроэлектронный зондовый анализ химического состава образцов инструментов с покрытиями и прирезцовой поверхности стружки;

анализ фрактографии очагов первоначального разрушения пок-

рытия и площадок износа инструментов с покрытием при разных режимах обработки;

динамику развития износа резцов с различными вариантами покрытий.

В ходе работы были исследованы:

влияние вариантов финишной обработки подложки на характеристики покрытий;

механизмы взаимодействия покрытия с обрабатываемым материалом при разных режимах резания;

закономерности изнашивания резцов с покрытием при длительном резании [8].

Анализ переходной зоны на границе "покрытие — основа" не выявил заметных следов диффузии (рис. 2). Можно предположить, что покрытие и основа имеют преимущественно адгезионную связь. Прочность сцепления определяется качеством подготовки поверхности подложки и режимами нанесения покрытия, что установлено анализом характера разрушения покрытия на краях отпечатка при измерении твердости (рис. 3).

При резании покрытие разрушается следующим образом. При недостаточной прочности сцепления с подложкой оно отслаивается практически по всей площади контакта. При наличии в покрытии микротрешин и инородных включений происходит отламывание фрагментов размером 1÷20 мкм и их унос со стружкой. При отсутствии дефектов в покрытии мелкие частицы постепенно выкрашиваются вследствие циклического механического и адгезионного воздействий обрабатываемого материала. На стадии установившегося изнашивания наблюдается отрыв частиц покрытия на границе площадки контакта вследствие циклического механического воздействия стружки и материала обработанной поверхности (рис. 4). Наличие фрагмента покрытия в объ-

еме налипа обрабатываемого материала на передней поверхности указывает на преобладание хрупкого разрушения покрытия.

После первоначального разрушения покрытия и обнажения материала основы TiN и ZrN существенно замедляют скорость изнашивания основы как по передней, так и по задней поверхностям резца. На рис. 5 показана динамика развития лунки износа по передней поверхности. Если без покрытия лунка (основа — сталь Р6М5) активно растет в ширину и постепенно приближается к режущей кромке (см. рис. 5, а), то слой TiN практически мешает ее расширению в течение длительного времени (см. рис. 5, б). При этом увеличивается передний угол резца, а следовательно, уменьшается сила резания. Но, поскольку покрытие уменьшает длину площадки контакта, то термомеханическое воздействие стружки на подложку увеличивается.

Катастрофическое разрушение резцов с покрытием чаще начинается при небольшом износе (рис. 6). Это можно объяснить разупрочнением основы из быстрорежущей стали Р6М5. Потенциально высокая износостойкость покрытий на этой основе остается нереализованной.

С учетом рассмотренных механизмов разрушения оптимизирован процесс нанесения покрытия на установках типа "Булат". На основании результатов исследований разработана экспресс-методика оценки качества инструментов с покрытиями в заводских условиях, позволяющая надежно прогнозировать их эффективность.

После нанесения покрытий необходимо провести:

анализ морфологии поверхности покрытия и выявление наличия включений и сколов на кромках инструмента (достаточно увеличения  $\times 20$ );

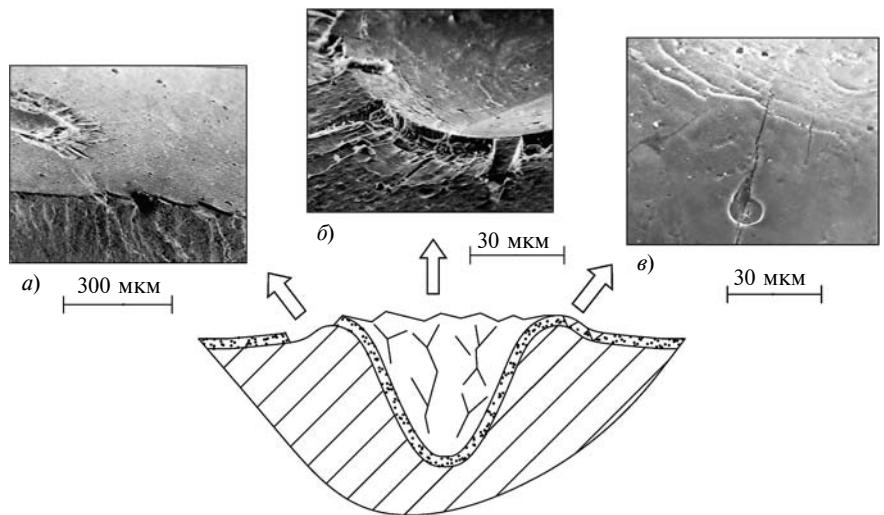


Рис. 3. Фрактография разрушения покрытия вокруг отпечатка индентора при измерении твердости:

а — внешний вид; б — скол качественного покрытия толщиной 10 мкм; в — сколы и трещины в месте дефекта

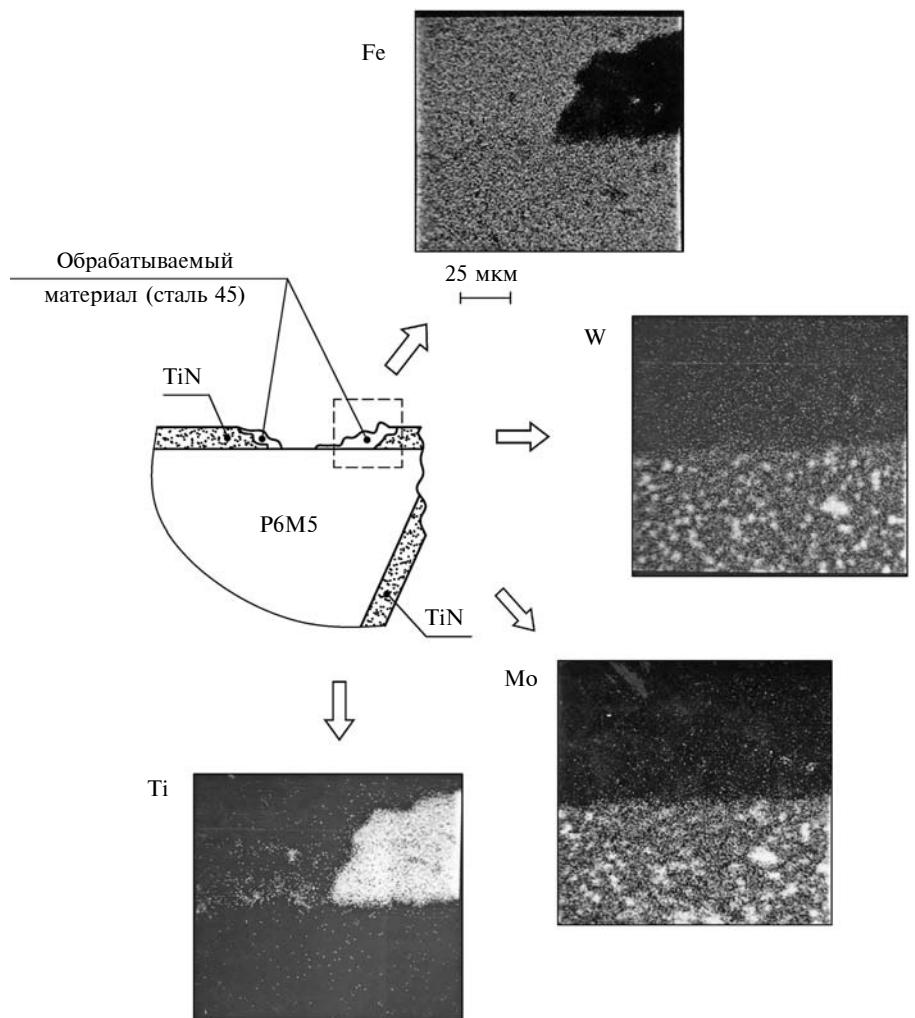
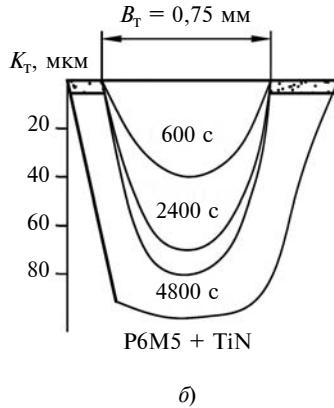
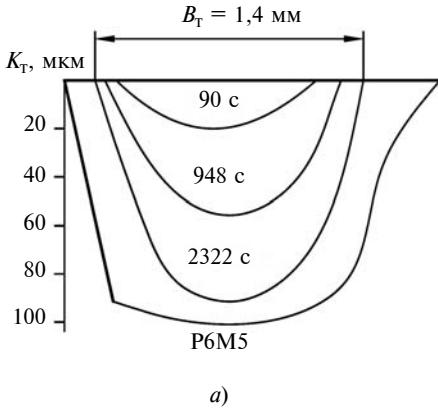
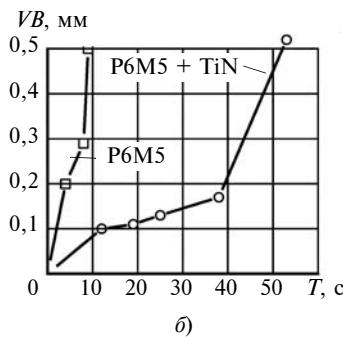
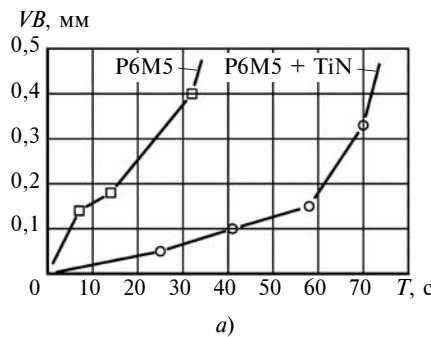


Рис. 4. Распределение химических элементов в зоне износа (косой шлиф); время резания 600 с



**Рис. 5. Развитие лунки износа на передней поверхности инструмента с покрытием (а) и без покрытия (б) при  $v = 0,83 \text{ м/с}$ ,  $S = 0,34 \text{ мм/об}$ ,  $t = 1 \text{ мм}$ :**

$K_t$  и  $B_t$  — глубина и ширина лунки



**Рис. 6. Развитие износа  $VB$  по задней поверхности инструмента:**

$a — v = 0,83 \text{ м/с}$ ,  $S = 0,34 \text{ мм/об}$ ,  $t = 1 \text{ мм}$ ;  $b — v = 1,67 \text{ м/с}$ ,  $S = 0,15 \text{ мм/об}$ ,  $t = 1 \text{ мм}$ ;

анализ фрактографии разрушения покрытия вокруг отпечатка индентора при измерении твердости ( $HRA/HRC$ ) (см. рис. 3).

После кратковременного резания (30 с) необходимо:

определить характер первоначального разрушения покрытия на контактных площадках при увеличении  $\times 20$ ;

проанализировать фрактографию границ очага износа на окончательно затупленных инструментах.

Для снижения рисков при закупке инструментов с покрытиями разработаны упрощенные варианты использования методики, применяемые на ряде малых предприятий — поставщиков автокомпонентов.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Верещака А. С., Кушнер В. С. Резание материалов. М.: Высшая школа, 2009. 535 с.

2. Navinšek B. Improvement of cutting tools by TiN PVD hard coating // Materials and Manufacturing Processing. 1992. V. 7, Issue 3. P. 363—382.

3. Development of wear-resistant complex for high-speed steel tool when using process of combined cathodic vacuum arc deposition / A. A. Vereschaka, M. A. Volosova, S. N. Grigoriev, A. S. Vereschaka // Procedia CIRP. 2013. V. 9. P. 8—12.

4. Планирование энергетических затрат в производственных заданиях обработки деталей на станках с ЧПУ / Д. Т. Сафаров, А. Г. Кондрашов, Л. Р. Сафарова, Г. Ф. Глиннина // СТИН. 2017. № 4. С. 27—35.

5. Patent 103338897 China: Method and machine tool for machining and hardening metallic workpieces.

6. Sterzing A., Neugebauer R., Drossel W.-G. Metal forming-challenges from a green perspective // In Proceedings of the International Conference on Competitive Manufacturing (COMA), Stellenbosch, South Africa. 2013. COMA 2013 Stellenbosch, 2013.

7. Development and research of environmentally friendly dry technological machining system with compensation of physical function of cutting fluids / A. A. Vereschaka, A. S. Vereschaka, S. N. Grigoriev et. al. // Procedia CIRP. 2013. V. 7. P. 311—316.

8. Kasjanov S. V., Kondrashov A. G., Safarov D. T. Research of characteristics of wearproof coating for cutting tools / INTERFINISH-SERIA 2014: International Conference on Surface Engineering for Research and Industrial Applications. 2014. P. 124.

## ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

"Пресса России" — индекс 27841



# ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 622.23.05

А. С. ВАСИЛЬЕВ, канд. техн. наук, И. Р. ШЕГЕЛЬМАН, д-р техн. наук, П. О. ЩУКИН, канд. техн. наук  
(Петрозаводский ГУ), e-mail: alvas@petrsu.ru

## Интеллектуальная матрица развития щековой дробилки<sup>1</sup>

На примере щековой дробилки показана последовательность построения интеллектуальной матрицы развития и приведены новые патентоспособные технические решения, направленные на совершенствование известных конструкций с использованием матрицы.

**Ключевые слова:** щековая дробилка, дробление, горная порода, крупные куски, интеллектуальная матрица, кубовидный щебень.

On the example of jaw crusher the sequence of construction of an intellectual development matrix is shown and the new patentable engineering solutions, intended to improve the known structures using a matrix, are presented.

**Keywords:** jaw crusher, ragging, rock, blocks, intellectual matrix, cubiform crushed stone.

Одна из важных проблем отечественного машиностроения — создание современных энергоэффективных машин и разработка энергосберегающих технологий. В горно-перерабатывающей промышленности — это создание энергоэффективной конструкции щековой дробилки для получения высококачественного кубовидного щебня. Актуальность данной задачи подтверждают золотая медаль и диплом LXXI Международной технической ярмарки 2015 года в г. Пловдив (Болгария) за экспонат "Методы дезинтеграции и оборудование для повышения эффективности переработки строительных горных пород".

Создание новой техники, как и усовершенствование существующей, требует решения ряда задач, среди которых:

установление технического уровня и тенденций развития конструкций рассматриваемого объекта;

построение интеллектуальной матрицы развития объекта;

<sup>1</sup> Работа выполнена по программе стратегического развития ПетрГУ на 2012—2016 гг. и при поддержке Минобрнауки РФ в рамках соглашения с ПетрГУ от 20.10.2014 № 14.574.21.0108 в соответствии с ФЦП "Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса на 2014—2020 годы".

синтез технических решений, направленных на совершенствование существующих конструкций объекта и создание конструкций нового поколения;

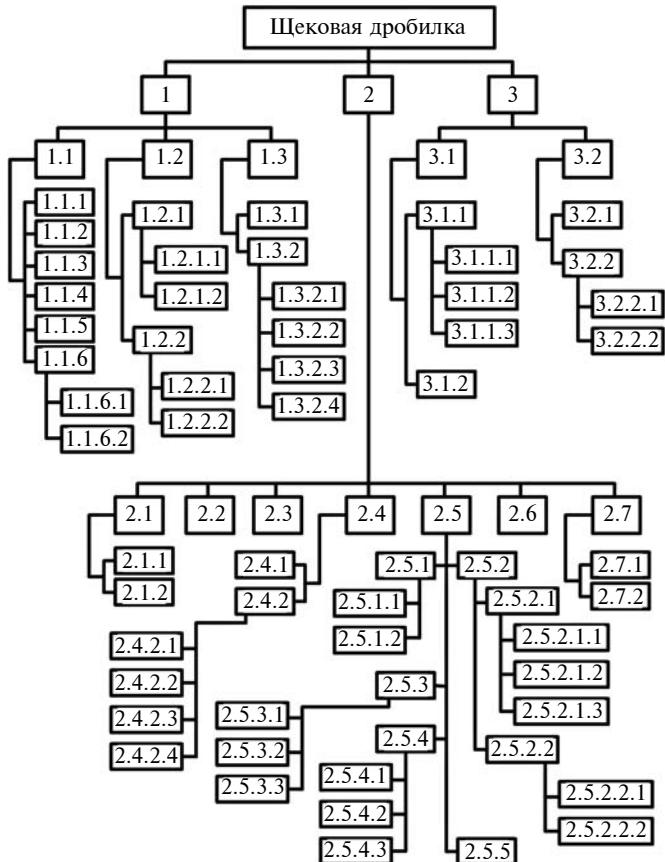
синтез технических решений, направленных на совершенствование существующих конструкций объекта и создание конструкций нового поколения;

патентование предложенных технических решений.

При реализации вышеупомянутого проекта в качестве объекта техники рассматривалась щековая дробилка.

Для установления технического уровня и тенденций развития щековых дробилок провели патентно-информационное исследование с целью изучения отечественной и зарубежной патентной документации и научно-технической литературы [1]. Патентный поиск среди правоохраных документов (изобретения, полезные модели, авторские свидетельства) Российской Федерации проводили по базам данных Федерального института промышленной собственности (ФИПС), осуществляющего формирование Государственного патентного фонда, который является центральным хранилищем Государственного патентного фонда. Патентный поиск среди правоохраных документов иностранных государств проводили по базам данных сети патентной информации Европейского патентного ведомства — esp@cenet, patentscope. Регламент патентного поиска соответствовал ГОСТ 15.011—96. Самый ранний из отобранных для анализа патентов зарегистрирован 67 лет назад. Информационный поиск проводили по научным статьям, опубликованным в периодических и непериодических изданиях, материалах конференций, научно-технической литературе, проспектах и каталогах фирм, авторефератам и непосредственно диссертациям на соискание ученых степеней. Из информационных баз следует выделить базу данных научной электронной библиотеки elibrary.ru, базу данных ВИНИТИ РАН, sciencedirect.com и др.

Для построения интеллектуальной матрицы развития щековой дробилки использовали функционально-технологический анализ (ФТА) [2] и синтез патентоспособных объектов техники [3]. В качест-



Интеллектуальная матрица развития щековой дробилки

ве объекта исследования использовали щековую дробилку для дробления прочных горных пород с целью получения кубовидного щебня. В качестве технической системы рассматривали систему "щековая дробилка — горная порода". Детальное рассмотрение этой системы в целом, отдельных ее элементов и взаимосвязей между ними позволило составить интеллектуальную матрицу развития объекта исследования (рисунок). Интеллектуальной ее назвали на основании информации, собранной по документам, отражающим результаты интеллектуальной деятельности (патенты, научные статьи и т. д.).

Матрица включает следующие ячейки:

1 — камера дробления, 1.1 — геометрические параметры камеры, 1.1.1 — размер приемного отверстия, 1.1.2 — регулировка выходной щели, 1.1.3 — конусность камеры, 1.1.4 — ход сжатия камеры, 1.1.5 — геометрическая форма камеры, 1.1.6 — объем камеры, 1.1.6.1 — высота камеры, 1.1.6.2 — ширина камеры;

1.2 — число камер дробления, 1.2.1 — однокамерные, 1.2.1.1 — одна щека подвижная и одна неподвижная, 1.2.1.2 — две щеки подвижные, 1.2.2 — двухкамерные, 1.2.2.1 — две щеки неподвижные и одна подвижная, 1.2.2.2 — две щеки неподвижные и две подвижные;

1.3 — зоны дробления, 1.3.1 — без разделения на зоны, 1.3.2 — с разделением на зоны, 1.3.2.1 — разная геометрия рифления рабочей поверхности щек на разных уровнях камеры, 1.3.2.2 — составная щека (образована шарнирно соединенными плитами), 1.3.2.3 — на щеках на разных уровнях камеры установлены рабочие элементы с разной геометрией, 1.3.2.4 — рабочие элементы щек, имеющие индивидуальный привод, перемещаются на разных уровнях камеры с различными частотой и амплитудой;

2 — конструкция щек, 2.1 — геометрия щек, 2.1.1 — прямоугольные, 2.1.2 — трапецидальные;

2.2 — материал щек и его термообработка;

2.3 — крепление щек к станине;

2.4 — футеровка щек, 2.4.1 — материал футеровки и его термообработка, 2.4.2 — геометрия футеровки (расположение ребер), 2.4.2.1 — вертикальное, 2.4.2.2 — горизонтальное, 2.4.2.3 — наклонное, 2.4.2.4 — комбинированное;

2.5 — установка дополнительных элементов — рабочих органов (РО) на щеках, 2.5.1 — место установки РО на щеке, 2.5.1.1 — непосредственно на щеке, 2.5.1.2 — установка плит с РО, 2.5.2 — способ крепления РО, 2.5.2.1 — несъемные, 2.5.2.1.1 — наплавка, 2.5.2.1.2 — приварка, 2.5.2.1.3 — цельные (изготовлены заодно с плитой), 2.5.2.2 — съемные, 2.5.2.2.1 — с одной рабочей гранью (заменяют по мере изнашивания), 2.5.2.2.2 — с несколькими рабочими гранями (по мере изнашивания одной грани переустанавливают на другую грань), 2.5.3 — возможна заточка РО, 2.5.3.1 — без повторной заточки, 2.5.3.2 — заточка с повторным использованием, 2.5.3.3 — переустановка по мере изнашивания (имеют несколько рабочих кромок), 2.5.4 — привод РО, 2.5.4.1 — без собственного (дополнительного) привода, 2.5.4.2 — с групповым приводом, 2.5.4.3 — с индивидуальным приводом каждого РО, 2.5.5 — материал РО и его термообработка;

2.6 — выполнение отверстий в щеке;

2.7 — конструктивное исполнение щеки, 2.7.1 — целая щека, 2.7.2 — составная щека;

3 — привод дробилки, 3.1 — привод подвижной щеки, 3.1.1 — передаточный механизм привода подвижной щеки, 3.1.1.1 — механический, 3.1.1.2 — рычажный, 3.1.1.3 — кулачковый, 3.1.2 — гидравлический;

3.2 — привод РО, 3.2.1 — без собственного привода (перемещение вместе со щекой), 3.2.2 — дополнительный вибрационный привод, 3.2.2.1 — постоянно действующий привод, 3.2.2.2 — периодически действующий привод.

Анализ выбранной научной и технической литературы и патентной документации показал, что большинство конструктивных решений направлены на достижение нескольких целей: например, повышение технологичности и экономичности

монтажа [4]; повышение износостойкости и срока службы дробилки; уменьшение вероятности внезапной поломки; улучшение технологичности при литье и термообработке; обеспечение высокой эффективности дробления горной породы с минимальными усилиями для обеспечения заданной степени измельчения; повышение срока службы [5]. Поэтому при построении матрицы развития провели классификацию объекта исследования только по конструктивным признакам, т. е. по техническому результату, который дает то или иное конструктивное изменение в данном варианте, не отраженному в матрице. Для этого построили "дерево целей", в которое вошли: повышение качества продукта дробления; увеличение производительности; повышение энергоэффективности работы; управление степенью дробления; повышение надежности; снижение массы; уменьшение материала, габаритов; повышение технологичности; упрощение конструкции; повышение степени ремонтопригодности; повышение удобства обслуживания; увеличение срока службы.

Построение интеллектуальной матрицы развития щековой дробилки позволило перейти к синтезу технических решений, направленных на совершенствование ее конструкции. Совместный анализ интеллектуальной матрицы и "дерева целей" позволил найти ряд технических решений по совершенствованию конструкции дробилок и способу дробления крупных кусков горных пород с их использованием.

По полученным результатам подготовили и подали в ФИПС заявки на получение патентов на полезные модели и изобретения на основании найденных технических решений.

Из найденных новых решений выделили решение, направленное на интенсификацию процесса дробления крупных кусков материалов, уменьшение времени простоя устройства на прочистку камеры дробления при закупоривании выходной щели продуктами дробления. Данное решение обеспечивается тем, что на неподвижную щеку (см. рисунок, 2.7.2) с ее тыльной стороны устанавливаются подпружиненные плиты с бойками, проходящими через отверстия, выполненные в неподвижной щеке (см. 2.6). Каждая из подпружиненных плит снабжена индивидуальным вибруударным приводом (см. 3.2.2). Бойки, проходящие через отверстия в неподвижной щеке и выступающие в камеру дробления, совершая вибруударное движение, способствуют рыхлению скапливающейся у выходной щели массы дробимого материала и тем самым его свободному выходу через щель камеры дробления, предотвращая ее закупорку.

По данному техническому решению получен патент [6]. В данном случае изменения осуществляются по двум ветвям матрицы развития: ветвь 2 —

изменение конструкции щеки; ветвь 3 — изменение привода, а именно установка дополнительного вибрационного привода периодического действия для подпружиненной плиты.

При работе с интеллектуальной матрицей развития были предложены два новых способа дробления крупных кусков горной породы в щековой дробилке [7, 8] и устройства для их реализации, позволяющие повысить производительность дробления и уменьшить усилия сжатия, необходимые для дробления. Для этого необходимо на горную породу, находящуюся в напряженном состоянии, в момент ее зажатия между щеками при рабочем ходе подвижной щеки оказать дополнительное разрушающее импульсно-ударное воздействие. Чтобы снизить энергозатраты, дополнительный привод ударных устройств должен работать периодически в кратковременном режиме и включаться автоматически при действии ударного органа на предварительно зажатый между щеками кусок горной породы, отключаться при его отсутствии (см. рисунок, 3.2.2.2).

Для реализации данного способа дробления конструкция щековой дробилки должна иметь корпус с неподвижной щекой, подвижной щекой с нижней осью ее качаний и приводом качаний в верхней части корпуса. С тыльной стороны неподвижной щеки параллельно ей устанавливается плита с монтированными в нее бойками, проходящими через отверстия в неподвижной щеке. Каждый из бойков имеет собственный привод, обеспечивающий его импульсно-ударное движение. Привод включается только при взаимодействии бойка с куском породы в момент его сжатия между щеками и отключается при его отсутствии [9].

Второй способ [8] отличается тем, что камеры дробления разделены по высоте на зоны (см. 1.3.2). В каждой из зон на предварительно сжатые куски породы осуществляется дополнительное индивидуальное вибрационное воздействие (см. 1.3.2.4). Благодаря этому в зависимости от размеров кусков породы, находящихся в той или иной зоне, можно установить оптимальные параметры дробления для получения кусков той фракции, которая соответствует зоне камеры дробления.

Этот способ дробления крупных кусков породы может быть реализован в щековой дробилке, корпус которой имеет неподвижную щеку, подвижную щеку с нижней осью качаний и привод качаний в верхней части корпуса. С рабочей стороны неподвижной щеки параллельно ей устанавливаются смещенные по высоте плиты с рабочими элементами. Каждая из плит подпружинена относительно неподвижной щеки пружинами сжатия и имеет индивидуальный привод, обеспечивающий ее вибрационное движение. Привод включается и выключается автоматически в зависимости от положения

подпружиненной плиты относительно неподвижной щеки [10].

В ходе работы было отобрано и проанализировано более 200 отечественных и иностранных патентов, более 100 источников научно-технической информации, которые и легли в основу построения интеллектуальной матрицы развития щековой дробилки. Использование теории ФТА позволило дополнить матрицу возможными направлениями развития с целью дальнейшего синтезирования технических решений по совершенствованию как самой щековой дробилки, так и способов дробления с ее использованием.

Построение интеллектуальной матрицы развития объекта техники позволяет также прогнозировать возможные направления изменения элементов конструкции и их взаимодействие между собой, что в свою очередь позволяет перейти к разработке конструкторской документации этих технических решений в соответствии с интеллектуальной матрицей.

По синтезированным с использованием интеллектуальной матрицы развития щековых дробилок техническим решениям был подан ряд заявок в ФИПС на патентование. К настоящему времени получены два патента на полезные модели "Дробилка щековая [9] и "Щековая дробилка" [6], заявки [7, 8, 10] находятся в ФИПС на рассмотрении и проходят соответствующие экспертизы.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Исследование технического уровня в области конструкций оборудования для дезинтеграции горных пород (щековые дробилки): Отчет о НИР 2014-14-576-0155-009 /. № ГР 114120370042. Петрозаводский ГУ; рук. И. Р. Шегельман. Петрозаводск, 2015. 171 с.
2. Шегельман И. Р. Функционально-технологический анализ: Методология и приложения. М.: ИПИИ, 2000. 96 с.
3. Шегельман И. Р. К построению методологии анализа и синтеза патентоспособных объектов техники // Инженерный вестник Дона. 2012. № 3. URL: <http://www.ivdon.ru/gu/magazine/archive/n3y2012/908>.
4. А. с. 1162484 СССР: МПК. B02C1/10. Щековая дробилка.
5. Пат. 2369438 Рос. Федерация: МПК B02C1/10. Плита дробящая щековой дробилки.
6. Пат. 157535 Рос. Федерация: МПК B02C1/10, B02C19/18. Щековая дробилка.
7. Заявка на патент 2015126388 Рос. Федерация. Способ дробления горной породы в щековой дробилке.
8. Заявка на патент 2016108474 Рос. Федерация. Способ дробления крупнокусковой горной породы в щековой дробилке.
9. Пат. 158121 Рос. Федерация: МПК B02C1/10. Дробилка щековая.
10. Заявка на патент 2016108389 Рос. Федерация. Дробилка для измельчения кусковых горных пород.

## Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присыпать на e-mail: [vestmash@mashin.ru](mailto:vestmash@mashin.ru). В случае пересылки статьи почтой, кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14-й кегль, расстояние между строк 1,5).

### **К статье прилагаются:**

- 1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995, и может быть опубликована в открытой печати;
- 2) аннотация (1—3 предложения) и ключевые слова;
- 3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

- 1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;
- 2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;
- 3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии. Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).