ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

4

2016

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 № 77-12421 в Комитете Российской Федерации по печати
Учредитель: А.И. Савкин

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

Цена свободная

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

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

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Щерба В. Е., Кузеева Д. А., Носов Е. Ю. — Математическое моделирование рабочих процессов поршневого насос-компрессора с газовым объемом на всасывании . . . 3

Мамаев И. М., Морозов В. В., Федотов О. В., Филимонов В. Н. — Гармонический анализ кинематической погрешности планетарной роликовинтовой передачи 9

Галкин М. Г., Смагин А. С. — Особенности расчета технологических размерных цепей вероятностным методом 13

Гребеньков Д. В. — Исследование влияния параметров износа на КПД инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента 18

Махалов М. С., Блюменштейн В. Ю. — Неразрушающий контроль остаточных напряжений магнитными методами в условиях простого нагружения 22

Петровский А. Н., Воронков С. В. — Оптимизация геометрических параметров внецентроидного циклоидального зацепления 28

Зуев А. С. — Изготовление оправок методом намотки для изделий из композиционных материалов 36

Копылов Ю. Р. — Свойства электрогальваномеханических стальных толстослойных покрытий 37

Цвик Л. Б., Еремеев В. К., Храменок М. А. — Оценка концентрации напряжений в стыках осесиммстричных оболочек сосудов давления 41

Кожевников В. Ф., Фирсанов В. В. — Концентрация напряжений на кромке круглого отверстия с односторонним кольцевым подкреплением 45

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Землянушнова Н. Ю., Порохня А. А., Землянушнов Н. А. — Исследование напряженно-деформированного состояния пружины клапана автомобильного двигателя при пластическом упрочнении 48

Колесников В. В., Небогов С. М., Пунин В. И., Евсюков С. А., Федотов И. Л. — Исследование дискового концентратора установки для обработки резьбы поверхностным пластическим деформированием с использованием ультразвука 53

Кашапова Л. Р., Панкратов Д. Л., Шибаков В. Г. — Автоматизированная оценка надежности технологического процесса листовой штамповки 56

Табаков В. П., Сагитов Д. И. — Применение инструмента с износостойкими покрытиями на операциях резьбонарезания и отрезки заготовки 59

Проблемы теории и практики резания материалов

Кабалдин Ю. Г., Кузьмишина А. М. — Квантово-механическое моделирование деформации и разрушения срезаемого слоя при резании 65

Боков В. Б. — Конструирование модели шероховатости поверхности при чистовом точении по критерию адекватности. Модель с фактором теории 72

Легаев В. П., Генералов Л. К., Галковский О. А. — Нейросетевой комплекс экстремального управления точностью обработки резанием 77

Обработка материалов без снятия стружки

Губанов В. Ф., Пестерев М. А. — Комбинированная обработка деталей концентрированной энергией и поверхностным пластическим деформированием 82

Сергиев А. П., Проскурин А. А., Макаров А. В. — Влияние реверсивной деформации на пластичность материала деталей в зоне вырубки 84

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Майба И. А., Носков В. Н., Глазунов Д. В. — Применение лубрикации зоны контакта колесо—рельс на железных дорогах 87

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Shcherba V. E., Kuzeeva D. A., Nosov E. Yu. — Mathematical modeling of operating processes of piston pump-compressor with gas space at indraft

Mamaev I. M., Morozov V. V., Fedotov O. V., Filimonov V. N. — Harmonic analysis of conjugate deviation of planetary roller screw drive

Galkin M. G., Smagin A. S. — Features of analysis of technological dimensional chains by probabilistic method

Greben'kov D. V. — Research of infuence of wear parameters on efficiency of inertial hydrodifferential transformer of torque moment

Makhalov M. S., Blumenshtein V. Yu. — Nondestructive testing of residual stresses by magnetic methods in conditions of single loading

Petrovskiy A. N., Voronkov S. V. — Optimization of geometric parameters of non-centroid cycloidal gear

Zuev A. S. — Manufacture of mandrels by coil-processing method for products from composite materials

Kopylov Yu. R. — Properties of electrogalvanic mechanical thich-layer steel coatings

Tsvik L. B., Eremeev V. K., Khramenok M. A. — Assessment of stress concentration in butt-joints of axisymmetric shells of pressure vessles

Kozhevnikov V. F., Firsanov V. V. — Stress concentration on edge of round hole with one-sided ring stiffening

MANUFACTURING ENGINEERING

Zemlyanushnova N. Yu., Porokhnya A. A., Zemlyanushnoy N. A. — Research of stressed-deformed state of automobile engine valve spring at plastic hardening

Kolesnikov V. V., Nebogov S. M., Punin V. I., Evsyukov S. A., Fedotov I. L. — Research of disk concentrator of device for thread processing by surface plastic deformation with use of ultrasound

Kashapova L. R., Pankratov D. L., Shibakov V. G. — Automated assessment of manufacturing process reliability of sheet-metal forming

Tabakov V. P., Sagitov D. I. — Application of tool with wear resistant coatings at processes of thread cutting and cutoff of billets

Problems of theory and practice of materials cutting

Kabaldin Yu. G., Kuz'mishina A. M. — Quantum-mechanical modeling of deformation and failure of sheared-off layer at cutting

Bokov V. B. — Construction of surface roughness model at finish turning on adequacy criterion. Model with theory factor

Legaev V. P., Generalov L. K., Galkoyskiy O. A. — Neural network complex of extremum control of accuracy of cutting processing

Chipless processing of materials

Gubanov V. F., Pesterev M. A. — Combined processing of parts by concentrated energy and surface plastic deformation

Sergiev A. P., Proskurin A. A., Makarov A. V. — Influence of reverse deforming on plasticity of parts material in punching-out zone

TECHNICAL INFORMATION

Mayba I. A., Noskov V. N., Glazunov D. V. — Application of lubrication of wheel-rail contact zone on railroads

Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Т. В. Пчелкина*

Сдано в набор 25.01.2016. Подписано в печать 19.03.2016.
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.

© ООО «Издательство "Инновационное машиностроение"», "Вестник машиностроения", 2016

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.512.001.573

В. Е. ЩЕРБА, д-р техн. наук, Д. А. КУЗЕЕВА, Е. Ю. НОСОВ, канд. техн. наук (Омский ГТУ),
e-mail: Scherba_V_E@list.ru

Математическое моделирование рабочих процессов поршневого насос–компрессора с газовым объемом на всасывании[1]

Рассмотрена новая конструкция насос-компрессора, обеспечивающая автономную работу поршневого компрессора без установки дополнительного оборудования и надежное его охлаждение. Разработана математическая модель насос-компрессора, позволившая раскрыть основные физические аспекты его работы.

Ключевые слова: насос, компрессор, математическая модель, рабочие процессы, индикаторный КПД.

The new design of pump-compressor, providing autonomous operation of a piston compressor without installation of additional equipment and reliable cooling for it, is considered. The mathematical model of the pump-compressor, allowed to reveal the basic physical aspects of its operation, is developed.

Keywords: pump, compressor, mathematical model, operating processes, indicated efficiency.

Одним из основных путей повышения эффективности работы всех компрессоров объемного действия (в частности, поршневых) является улучшение охлаждения сжимаемого газа, что приближает основной энергетический процесс цикла — сжатие — к изотермическому, т. е. наиболее термодинамически выгодному [1]. Кроме того, улучшение охлаждения компрессора повышает его коэффициент подачи и массовую подачу.

Одним их эффективных путей улучшения экономичности работы компрессора объемного действия является объединение его с насосом объемного действия в один агрегат — насос-компрессор. В этом случае улучшается охлаждение компрессора, уменьшаются утечки сжимаемого газа и потери на трение в цилиндропоршневой группе вследствие улучшения ее смазывания [2, 3].

Однако поршневой насос-компрессор наряду с очевидными перечисленными достоинствами имеет определенные недостатки:

возможность появления жидкости в рабочей полости компрессора, что может привести к гидроудару и разрушению компрессора;

усложнение конструкции компрессора вследствие необходимости использования крейцкопфа;

необходимость дополнительных затрат на устройства для отделения жидкости от сжатого газа в случае попадания в него охлаждающей жидкости.

Поэтому целесообразна разработка конструктивно простого насос-компрессора, в котором сжимаемый газ был бы отделен от охлаждающей жидкости, что обеспечит интенсивное охлаждение рабочей камеры компрессора. Перечисленным выше требованиям соответствует предлагаемый насос-компрессор новой конструкции (рис. 1).

Принцип действия предлагаемого насос-компрессора

Цилиндр компрессора имеет рубашечную полость (РП), нижняя часть *1* которой соединена трубопроводами *2* с емкостью *3* для жидкости (см. рис. 1). Верхняя часть *4* РП соединена патрубком *5* с атмосферой, а каналом *6* — с рабочей полостью *8* поршневого компрессора.

Поршневой насос-компрессор работает следующим образом. Предположим, что поршень находится в ВМТ. При движении вниз (к НМТ) в рабочей полости *8* возникает разрежение. Газ из верхней части *4* РП начинает поступать через патрубок *5* и всасывающий клапан *7* в рабочую полость *8*. Вследствие этого в части *4* РП давление уменьшается и жидкость из емкости *3* по трубопроводам *2* поступает в РП, уменьшая объем ее газовой части *4*. Одновременно с жидкостью в эту часть РП начинает поступать газ по патрубку *5*. В результате к концу процесса всасывания жидкость максимально поднимется вверх по РП. В начале процесса сжатия в рабочей полости *8* всасывающий клапан *7* закроется, и газ перестанет поступать в полость *8*. Вследствие поступления газа по каналу *6* и инерционного подъема жидкости давление в газовой части *4* РП поднимется до ат-

[1] Научные исследования проводятся при финансовой поддержке Минобрнауки РФ. Уникальный идентификатор прикладных научных исследований RFMEFI57414X0068.

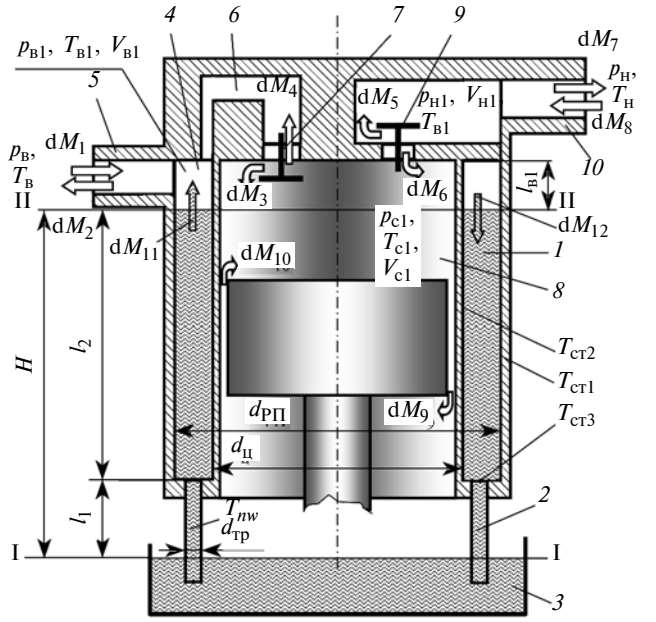


Рис. 1. Схема поршневого насос-компрессора с газовым объемом на всасывании

мосферного и движение жидкости в РП прекратится. При движении жидкости от НМТ к ВМТ в рабочей полости *8* начинаются процессы сжатия и нагнетания газа через нагнетательный клапан *9* и патрубок *10* к потребителю. В это время жидкость под действием силы тяжести начинает вытекать из РП по трубопроводам *2* в емкость *3*. При вынужденном движении относительно стенки цилиндра компрессора жидкость отводит теплоту, образующуюся при сжатии газа, и рассеивает в окружающую среду через стенки трубопроводов *2* и емкости *3*. Для создания циркуляционного движения жидкости в трубопроводах *2* можно установить обратные клапаны (всасывающий и нагнетательный). Отвод теплоты от сжимаемого газа приближает процесс сжатия к изотермическому и, следовательно, повышает индикаторный КПД и коэффициент подачи компрессора.

Математическая модель рабочих процессов насос-компрессора

При разработке математической модели рабочих процессов насос-компрессора необходимо рассмотреть их расчет в полости *8* и части *4* РП, а также движение жидкости в части *1* РП. При расчетах примем следующие допущения: моделируемые процессы равновесны и обратимы; сжимаемый газ рассматриваем как гомогенную непрерывную среду, подчиняющуюся законам идеального газа; параметры рабочего тела изменяются по всему рассматриваемому объему одновременно; изменения потенциальной и кинетической энергий газа пренебрежимо малы; движение запорного органа самодействующих клапанов рассматриваем как движение материальной точки; внешний теплообмен рассчитываем на основании гипотезы Ньютона—Рихмана; охлаждающая жидкость неразрывна и несжимаема, изменение ее теплофизических свойств пренебрежимо мало; гидравлическое сопротивление патрубка *5* и канала *6* пренебрежимо мало.

Данная система допущений является общепринятой при исследовании компрессорных машин объемного действия [1—3]. Отсутствие учета сжимаемости жидкости обусловлено весьма низкими ее давлениями (избыточное давление в жидкости — не более 1 атм, что следует из принципа работы исследуемого устройства), а отсутствие учета изменения теплофизических свойств обусловлено незначительным изменением температуры охлаждающей жидкости.

Систему дифференциальных уравнений, которая описывает изменения термодинамических параметров в рабочей полости и включает в себя первый закон термодинамики тела переменной массы, уравнение сохранения массы, уравнения состояния, уравнение изменения объема и уравнение динамики движения запорного органа, представим в виде:

$$\begin{cases} \mathrm{d}U_{c1} = \mathrm{d}Q_{c1} - p\mathrm{d}V_{c1} + (i_{в1}\mathrm{d}M_3 + i_к\mathrm{d}M_{10} + i_н\mathrm{d}M_6) - \\ - i_0(\mathrm{d}M_9 + \mathrm{d}M_4 + \mathrm{d}M_5); \\ \mathrm{d}M_{c1} = \mathrm{d}M_3 + \mathrm{d}M_{10} + \mathrm{d}M_6 - \mathrm{d}M_9 - \mathrm{d}M_4 - \mathrm{d}M_5; \\ \mathrm{d}V_{c1} = r\omega\left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right)f_п\mathrm{d}\tau; \\ \frac{\mathrm{d}P_{c1}}{p_{c1}} + \frac{\mathrm{d}V_{c1}}{V_{c1}} = \frac{\mathrm{d}M_{c1}}{M_{c1}} + \frac{\mathrm{d}T_{c1}}{T_{c1}}; \\ m_{пр}\frac{\mathrm{d}^2h}{\mathrm{d}\tau^2} = \sum_{i=1}^{n} F_i, \end{cases} \quad (1)$$

где $U_{c1} = C_V M_{c1} T_{c1}$ — полная внутренняя энергия компримируемого газа; p_{c1}, V_{c1}, T_{c1}, M_{c1} — давление, объем, температура и масса компримируемого газа; $i = C_p T$ — удельная энтальпия газа; C_p, C_V — удельные изохорная и изобарная теплоемкости; r — радиус кривошипа; ω — угловая скорость; φ — угол поворота коленчатого вала; $\lambda = r/l$ — отношение хода поршня к удвоенной длине шатуна; $f_п = \pi d^2/4$ — площадь поршня (d — диаметр поршня); $m_{пр}$ — приведенная масса запорного органа; h — текущая высота подъема запорного органа; $\sum_{i=1}^{n} F_i$ — сумма сил, действующих на запорный орган, включая силы давления газа, упругости пружины, сопротивления и вес запорного органа; τ — текущее время подъема; индексы в, н, к относятся соответственно к полостям всасывания, нагнетания и картера.

Определим слагаемые системы (1) уравнений. Внешний теплообмен описывается выражением

$$dQ_{c1} = dQ_{кр} + dQ_{ц} + dQ_{п},$$

где $dQ_{кр} = \alpha F_{кр}(\bar{T}_{кр} - T)d\tau$ — элементарный внешний теплообмен между компримируемым газом и крышкой компрессора; $F_{кр}$ — площадь теплообменной поверхности крышки; $\bar{T}_{кр}$ — средняя температура поверхности крышки; $dQ_{ц} = \alpha F_{ц}(\bar{T}_{ц} - T)d\tau$ — элементарный внешний теплообмен между компримируемым газом и гильзой цилиндра; $F_{ц}$, $\bar{T}_{ц}$ — соответствующие параметры, относящиеся к гильзе цилиндра; $dQ_{п} = \alpha F_{п}(\bar{T}_{п} - T)d\tau$ — элементарный внешний теплообмен между компримируемым газом и днищем поршня; $F_{п}$, $\bar{T}_{п}$ — соответствующие параметры, относящиеся к днищу поршня.

Средние температуры поверхностей $\bar{T}_{кр}$, $\bar{T}_{ц}$ и $\bar{T}_{п}$ определяются на основании экспериментальных исследований и в большинстве случаев являются функциями температуры всасываемого газа, температуры жидкости, подаваемой на охлаждение, частоты вращения коленчатого вала, отношений давлений нагнетания и всасывания. Осредненный коэффициент теплоотдачи определяем на основании экспериментально полученной критериальной зависимости [4]

$$\mathrm{Nu} = A\mathrm{Re}^{x} + B, \qquad (2)$$

где Nu и Re — числа Нуссельта и Рейнольдса.

При определении числа Рейнольдса в качестве определяющей скорости выбирают скорость $v_{п}$ поршня или некоторую функцию от $v_{п}$. Эмпирические коэффициенты A, B, x принимают постоянными и определяют на основании экспериментальных исследований.

Массы потоков жидкости и газа зависят от конкретных конструкций клапанов и поршневых уплотнений и определяются на основании рекомендаций работы [4].

Система уравнений, описывающая изменение термодинамических параметров в газовой части *4* РП, имеет вид:

$$\begin{cases} dU_{в1} = dQ_{в1} - p_{в1}dV_{в1} + (i_{в}dM_1 + i_{c1}dM_4) - \\ \quad - i_{в1}(dM_2 + dM_3); \\ dM_{в1} = dM_1 + dM_4 - dM_2 - dM_3; \\ dV_{в1} = V_{w2}F_{w}d\tau; \\ p_{в1} = (k-1)U_{в1}/V_{в1}; \\ T_{в1} = \dfrac{p_{в1}V_{в1}}{RM_{в1}}. \end{cases}$$

Здесь $U_{в1} = C_v M_{в1} T_{в1}$ — полная внутренняя энергия газа в полости всасывания; $p_{в1}$, $T_{в1}$, $V_{в1}$, $M_{в1}$ — давление, температура, объем и масса газа в полости всасывания; k, R — показатель адиабаты и газовая постоянная; v_{w2} — скорость свободной поверхности жидкости в РП; $F_{w} = \frac{\pi}{4}(d_{РП}^2 - d_{ц}^2)$ — площадь поперечного сечения РП, где $d_{РП}$ — диаметр внутренней поверхности РП; $d_{ц}$ — диаметр цилиндра (см. рис. 1); $i_{в0}$, i_{c1}, $i_{в1}$ — удельные значения энтальпий в окружающей среде, в рабочей полости и полости всасывания.

Внешний теплообмен определяется выражением

$$dQ_{в1} = dQ_{в1РП} + dQ_{в1w}. \qquad (3)$$

Первое слагаемое в формуле (3) определяет внешний теплообмен между газом и верхней частью *1* РП:

$$dQ_{в1РП} = \alpha_{в1}F_{в1РП}(\bar{T}_{в1РП} - T_{в1})d\tau,$$

где $F_{в1РП} = (\pi d_{ц} l_{в1} + \pi d_{РП} l_{в1} + F_{w})$ — поверхность внешнего теплообмена; $l_{в1}$ — текущее значение длины газовой части РП; $\bar{T}_{в1РП}$ — средняя температура поверхности стенок газовой части РП.

Средняя температура поверхности стенок определяется как среднеинтегральная величина по поверхности части *1* РП при ее максимальном объеме.

Второе слагаемое в формуле (3)

$$dQ_{в1w} = \alpha_{в1}F_{w}(T_{w} - T)d\tau,$$

где T_{w} — средняя температура охлаждающей жидкости в РП.

Осредненный коэффициент теплоотдачи для полости всасывания определяется на основании критериального уравнения (2), при этом определяющая скорость должна быть равна v_{w2}.

Массовые потоки dM_1 и dM_2 можно установить согласно рекомендациям для определения массовых потоков сжимаемой среды через отверстие. Так, при докритическом течении газа через отверстие массовый расход определяют как

$$dM = \alpha_0 F_0 \sqrt{(2k/(k-1))(p_1/\nu_1)\beta^{2/k}(1-\beta^{(k-1)/k})}\,d\tau,$$

где α_0, F_0 — коэффициент расхода и площадь отверстия; $\beta = p_2/p_1$ (p_1, p_2 — давления в полостях, откуда и куда происходит течение; для воздуха $\beta > 0{,}528$); ν_1 — удельный объем газа в соответствующей полости; k — показатель адиабаты сжимаемого газа.

Уравнение полной энергии потока жидкости в РП насос-компрессора можно представить в виде

системы из двух независимых дифференциальных уравнений [5]:

$$\mathrm{d}U = \mathrm{d}q - p\mathrm{d}v; \quad (4)$$

$$v\mathrm{d}p + w\mathrm{d}w - g\mathrm{d}z - \mathrm{d}l_{\text{тр}} = 0. \quad (5)$$

Уравнение (4) представляет собой первый закон термодинамики, а уравнение (5) — закон сохранения механической энергии в форме уравнения Бернулли.

Запишем уравнение Бернулли для двух сечений в интегральном виде. При подъеме жидкости сечение I—I (см. рис. 1) проводим по свободной поверхности емкости *3*, а сечение II—II — по свободной поверхности жидкости в РП. Тогда с учетом нестационарности движения жидкости уравнение Бернулли примет вид:

$$Z_1 + \frac{p_{\text{ат}}}{\rho_w g} = Z_2 + \frac{p_{\text{в}1}}{\rho_w g} + \frac{\alpha_2 v_{w2}^2}{2g} + \\ + \Delta h_l + \Delta h_\zeta + \Delta h_{\text{ин}}, \quad (6)$$

где $(Z_2 - Z_1) = H$ — высота подъема жидкости в РП; $\alpha_2 \approx 1$ — коэффициент Кориолиса; ρ_w — плотность жидкости.

Потери напора по длине определяют как

$$\Delta h_l = \Delta h_{l1} + \Delta h_{l2},$$

где Δh_{l1} и Δh_{l2} — потери напора по длине соответственно в подводящем трубопроводе и РП. Величины Δh_{l1} и Δh_{l2} определяют по формуле Дарси:

$$\Delta h_{l1} = \lambda_1 \frac{l_1}{d_{\text{тр}}} \left(\frac{F_w}{F_{\text{тр}}}\right)^2 \frac{v_{w2}^2}{2g};$$

$$\Delta h_{l2} = \lambda_2 \frac{l_2}{d_{2\text{эк}}} \frac{v_{w2}^2}{2g},$$

где l_1 — длина подводящего трубопровода; l_2 — высота жидкости в РП; $d_{\text{тр}}$ — диаметр подводящего трубопровода; $d_{2\text{эк}} = (d_{\text{РП}} - d_{\text{ц}})$ — эквивалентный диаметр РП; $F_{\text{тр}} = \pi d_{\text{тр}}^2/4$ — площадь сечения подводящего трубопровода.

Коэффициенты λ_1 и λ_2 трения по длине являются в общем случае функциями числа Рейнольдса и относительной шероховатости и могут быть определены по рекомендациям работы [6]. Потери напора из-за местных сопротивлений в нашем случае можно определить как

$$\Delta h_\zeta = \zeta_1 \frac{v_w^2}{2g} + \zeta_2 \left(\frac{F_w}{F_{\text{тр}}}\right)^2 \frac{v_{w2}^2}{2g},$$

где ζ_1 — коэффициент местного сопротивления при внезапном расширении (движение жидкости вверх) или при внезапном сужении (движение жидкости вниз); ζ_2 — коэффициент местного сопротивления обратного клапана (при отсутствии обратных клапанов $\zeta_2 = 0$).

Коэффициент местного сопротивления при внезапном расширении определяют по формуле Борда

$$\zeta_1 = \left(\frac{F_w}{F_{\text{тр}}} - 1\right)^2,$$

а при внезапном сужении — по формуле

$$\zeta_1 = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)^2,$$

где $\varepsilon = 0{,}57 + \dfrac{0{,}043}{1{,}1 - n}$ — коэффициент сжатия струи ($n = F_{\text{тр}}/F_w$ — коэффициент сжатия потока).

Инерционные потери напора

$$\Delta h_{\text{ин}} = \Delta h_{\text{ин}1} + \Delta h_{\text{ин}2}.$$

Инерционные потери напора в соединительном трубопроводе

$$\Delta h_{\text{ин}1} = l_1 \left(\frac{a_1}{g} + 1\right).$$

Здесь $a_1 = \dfrac{F_w}{F_{\text{тр}}} \dfrac{(v_{w2} - v_{w2(i-1)})}{\Delta\tau}$, где $v_{w2(i-1)}$ — скорость жидкости в РП в предыдущий момент времени; $\Delta\tau$ — элементарный промежуток времени.

Инерционные потери напора в РП

$$\Delta h_{\text{ин}2} = l_2 \left(\frac{a_2}{g} + 1\right),$$

где $a_2 = \dfrac{(v_{w2} - v_{w2(i-1)})}{\Delta\tau}$.

С учетом вышеизложенного уравнение (6) преобразуется к виду:

$$(Z_2 - Z_1) + \left(\frac{p_{\text{в}1}}{\rho_w g} - \frac{p_{\text{ат}}}{\rho_w g}\right) + \frac{\alpha_2 v_{2w}^2}{2g} + \\ + \left[\lambda_1 \frac{l_1}{d_{\text{тр}}} \left(\frac{F_w}{F_{\text{тр}}}\right)^2 + \lambda_2 \frac{l_2}{d_{2\text{эк}}}\right] \frac{v_{2w}^2}{2g} + \left[\zeta_1 + \zeta_2 \left(\frac{F_w}{F_{\text{тр}}}\right)^2\right] \frac{v_{2w}^2}{2g} + \\ + l_1 \left[\left(\frac{F_w}{F_{\text{тр}}}\right) \frac{v_{w2} - v_{w2(i-1)}}{g\Delta\tau} + 1\right] + \\ + l_2 \left[\frac{v_{w2} - v_{w2(i-1)}}{g\Delta\tau} + 1\right] = 0. \quad (7)$$

Уравнение (7) является нелинейным алгебраическим уравнением относительно v_{w2}, так как коэффициенты λ_1 и λ_2 трения по длине — функ-

ции от v_{w2}. Принимая во внимание, что функция $\lambda = f(v_{w2})$ — неявная, целесообразно решать уравнение (7) одним из численных методов.

При опускании жидкости сечение I—I проводим по ее свободной поверхности в РП, а сечение II—II — по свободной поверхности в емкости *3*. В этом случае уравнение (7) преобразуется к виду:

$$(Z_1 - Z_2) + \left(\frac{p_{\text{ат}}}{\rho_w g} - \frac{p_{\text{в}1}}{\rho_w g}\right) - \frac{\alpha_2 v_{w2}^2}{2g} +$$

$$+ \lambda_1 \frac{l_1}{d_{\text{тр}}}\left(\frac{F_w}{F_{\text{тр}}}\right)^2 \frac{v_{w2}^2}{2g} + \lambda_2 \frac{l_2}{d_{2\text{ээ}}} \frac{v_{w2}^2}{2g} +$$

$$+ (\zeta_1 + \zeta_2)\left(\frac{F_w}{F_{\text{тр}}}\right)^2 \frac{v_{w2}^2}{2g} + l_2\left[\frac{(v_{w2} - v_{w2(i-1)})}{g\Delta\tau} - 1\right] +$$

$$+ l_1\left[\left(\frac{F_w}{F_{\text{тр}}}\right)\frac{(v_{w2} - v_{w2(i-1)})}{g\Delta\tau} + 1\right] = 0.$$

Так как жидкость при данных перепадах давления несжимаема, уравнение (4) первого закона термодинамики преобразуется к виду $\mathrm{d}U = \mathrm{d}q$.

Данное уравнение записано для закрытой термодинамической системы. Для открытой термодинамической системы, переходя к полным термодинамическим параметрам, получим следующие выражения для изменения средней температуры жидкости в РП:

при подъеме жидкости

$$Z_1 + \frac{p_{\text{ат}}}{\rho_w g} > Z_2 + \frac{p_{\text{в}1}}{\rho_w g};$$

$$\mathrm{d}T_w = \frac{\mathrm{d}Q_w + C_w(T_{nw} - T_w)\mathrm{d}M_w}{C_w M_w};$$

при опускании жидкости

$$Z_2 + \frac{p_{\text{ат}}}{\rho_w g} < Z_2 + \frac{p_{\text{в}1}}{\rho_w g};$$

$$\mathrm{d}T_w = \frac{\mathrm{d}Q_w}{C_w M_w},$$

где M_w — масса жидкости в РП; C_w — удельная теплоемкость жидкости; T_{nw} — температура жидкости, поступающей в РП.

Элементарное количество теплоты, подводимой к охлаждающей жидкости в РП, определяется как

$$\mathrm{d}Q_w = \alpha_w \pi d_{\text{ц}} l_2 (\bar{T}_{\text{ст}1} - T_w)\mathrm{d}\tau +$$

$$+ \alpha_w \pi d_p l_2 (\bar{T}_{\text{ст}2} - T_w)\mathrm{d}\tau + \alpha_w \frac{\pi}{4}(d_{\text{РП}}^2 - d_{\text{ц}}^2) \times$$

$$\times (\bar{T}_{\text{ст}3} - T_w)\mathrm{d}\tau + \alpha_{\text{в}1} F_w (T - T_w)\mathrm{d}\tau,$$

где $\bar{T}_{\text{ст}1}$, $\bar{T}_{\text{ст}2}$, $\bar{T}_{\text{ст}3}$ — средние температуры поверхностей: внутренней цилиндрической, внешней цилиндрической и нижней крышки, которые определяются экспериментально.

Коэффициент α_w теплообмена определяется из известных критериальных уравнений при вынужденной конвекции [5]; при этом в качестве определяющей скорости при определении числа Рейнольдса принимают скорость v_{w2}.

Отметим, что при наличии обратных клапанов, установленных в соединительных трубопроводах *2*, необходимо в систему уравнений (4), (5) добавить уравнения динамики запорных органов самодействующих клапанов.

Проведем численный эксперимент для поршневого насос-компрессора с газовым объемом на всасывании и следующими основными параметрами:

диаметр поршня $d = 0{,}047$ м;

ход поршня $S_{\text{п}} = 2r = 0{,}0375$ м;

диаметр внешней поверхности цилиндра $d_{\text{ц}} = 0{,}06$ м;

диаметр внутренней поверхности РП $d_{\text{РП}} = 0{,}08$ м;

длина подводящего трубопровода $l_1 = 0{,}2$ м;

начальная высота жидкости в РП $l_2 = 0{,}14$ м;

диаметр подводящего трубопровода $d_{\text{тр}} = 0{,}030$ м;

начальная высота газового объема в РП $l_{11} = 0{,}06$ м;

диаметр отверстия для подвода воздуха в газовую часть РП — 0,003 м;

относительное мертвое пространство — 0,08 м;

ширина прохода в седле всасывающего клапана — 0,0135 м;

максимальные высоты подъема запорного органа нагнетательного и всасывающего клапанов — 0,00082 м;

жесткость пружин нагнетательного и всасывающего клапанов — 4000 Н/м;

число всасывающих клапанов — 1;

число нагнетательных клапанов — 1;

давление всасывания — 0,1 МПа;

давление нагнетания — 0,5 МПа;

частота вращения — 500 мин$^{-1}$;

длина поршня — 0,1 м;

зазор в поршневом уплотнении — 0,000020 м.

Некоторые результаты проведенных численных исследований по разработанной математической модели представлены на рис. 2 и 3. На рис. 2 приведены зависимости перемещения свободной поверхности жидкости в РП и ее скорости от угла поворота коленчатого вала. Положительные значения скорости соответствуют перемещению охлаждающей жидкости к ВМТ, отрицательные — к НМТ.

Представленные результаты позволяют заключить, что при сжатии и расширении (при угле 2π поворота коленчатого вала эти процессы происходят в течение поворота на 3,925 рад) жидкость в РП дви-

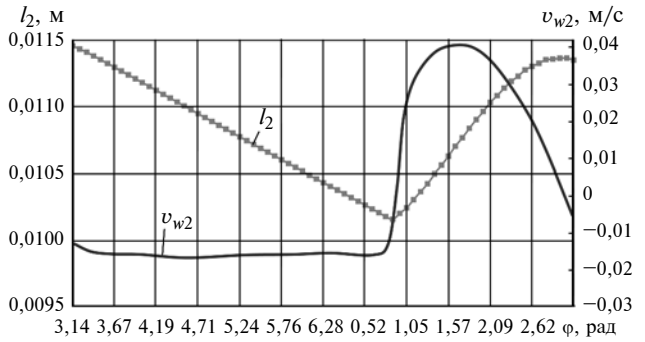


Рис. 2. Зависимости уровня l_2 жидкости и ее скорости v_{w2} в рубашечном пространстве от угла φ поворота коленчатого вала насос-компрессора

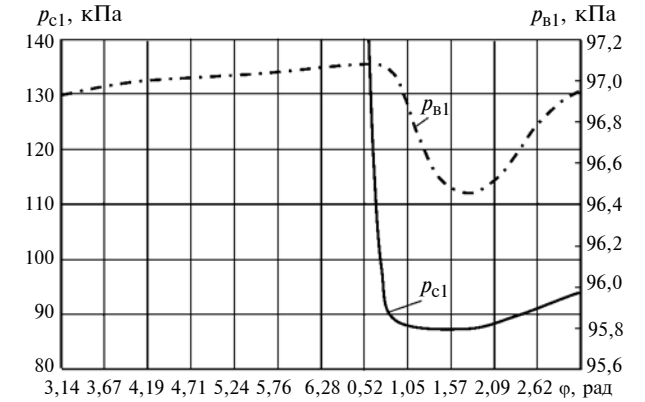


Рис. 3. Зависимости давления p_{c1} в рабочей полости компрессора и давления $p_{в1}$ в газовом объеме рубашечного пространства от угла φ поворота коленчатого вала насос-компрессора

жется вниз. Перемещение осуществляется с практически постоянной скоростью $v_{w2} = -0{,}017$ м/с. Затем в первой половине процесса всасывания при интенсивном всасывании газа в рабочую полость компрессора и падении давления над поверхностью жидкости в РП (см. рис. 3) происходят смена знака скорости жидкости и интенсивный ее рост. Во второй части процесса всасывания при увеличении давления над жидкостью в РП (см. рис. 3) скорость подъема жидкости уменьшается и в конце процесса имеет небольшое отрицательное значение (−0,008 м/с), т. е. жидкость в РП начинает опускаться. Максимальная скорость жидкости в середине процесса всасывания составляет 0,04 м/с. Перемещение жидкости в РП за цикл составляет ≈0,013 м, т. е. 34 % от полного хода поршня. Расчет показал, что в этом случае расход охлаждающей жидкости в РП составляет 0,25 кг/с. Это позволяет организовать достаточно интенсивное охлаждение цилиндропоршневой группы компрессора. Согласно рис. 3, несмотря на то, что уровень жидкости в РП при сжатии, нагнетании и обратном расширении уменьшается, давление в газовом объеме над жидкостью увеличивается. Это обусловлено проникновением газа из рабочей полости компрессора через неплотности всасывающего клапана и подогревом газа в результате теплообмена со стенками рабочей полости.

Кроме того, исследования показали, что работа, затраченная на подъем жидкости, не приводит к существенному снижению давления в процессе всасывания ни в рабочей полости, ни в полости всасывания.

Из особенностей реализации разработанной математической модели следует отметить, что в блок сравнения модели входит сравнение уровня жидкости в начале и в конце цикла. Если начальный уровень жидкости в РП задан существенно отличающимся от истинных значений, то число итераций может быть большим (около 50) и можно наблюдать, как уровень жидкости от итерации к итерации или уменьшается (жидкость вытекает из РП), или увеличивается (жидкость поднимается к всасывающему клапану). При недостаточном диаметре отверстия в патрубке *5* (см. рис. 1) жидкость может затечь в рабочую полость компрессора.

Выводы.

1. Новая конструкция насос-компрессора с газовой полостью на всасывании обеспечивает интенсивное охлаждение цилиндропоршневой группы компрессора и не требует дополнительного оборудования.

2. Разработанная математическая модель рабочих процессов насос-компрессора позволила провести численный эксперимент, который подтвердил изложенные в начале статьи концептуальные предположения о работе устройства и дал новую информацию для совершенствования конструкции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Щерба В. Е.** Рабочие процессы компрессоров объемного действия. М.: Наука, 2008. 319 с.

2. **Насос-компрессоры.** Рабочие процессы и основы проектирования / В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, В. В. Шалай, А. В. Ходырева. М.: Машиностроение, 2013. 388 с.

3. **Щерба В. Е., Павлюченко Е. А., Кужбанов А. К.** Математическое моделирование процессов всасывания и нагнетания поршневого насоса с газовым демпфером // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2013. № 7. С. 26—30.

4. **Пластинин П. И.** Поршневые компрессоры. Т. 1. Теория и расчет. М.: Колос, 2006. 399 с.

5. **Кушнырев В. И., Лебедев В. И., Павленко В. А.** Техническая термодинамика и теплопередача. М.: Стройиздат, 1986. 463 с.

6. **Альтшуль А. Д., Киселев П. Г.** Гидравлика и аэродинамика. М.: Стройиздат, 1975. 327 с.

УДК 621.83+621.8.024

И. М. МАМАЕВ, В. В. МОРОЗОВ, д-р техн. наук, О. В. ФЕДОТОВ, В. Н. ФИЛИМОНОВ, кандидаты технических наук
(Владимирский ГУ им. А. Г. и Н. Г. Столетовых), e-mail: tpm@vlsu.ru

Гармонический анализ кинематической погрешности планетарной роликовинтовой передачи

Представлены результаты кинематического анализа планетарной роликовинтовой передачи и анализа гистограмм зависимости относительных амплитуд и фазовых сдвигов гармонических составляющих кинематической погрешности передачи от их относительных частот. Это позволило сформулировать дополнительные требования к изготовлению и эксплуатации элементов передачи с целью снижения ее кинематической погрешности и повышения точности.

Ключевые слова: роликовинтовая передача, кинематическая точность, кинематический анализ, гармонический анализ.

The results of kinematic analysis of planetary roller-screw drive and analysis of dependency histograms of relative amplitude and phase shifts of harmonic components of drive conjugate deviation from their relative frequencies are presented. This fact allowed formulating the additional requirements to the manufacturing and operating of drive elements with the purpose of decrease of its conjugate deviation and increase of accuracy.

Keywords: roller-screw drive, enduring accuracy, kinematic analysis, harmonic analysis.

Универсальные свойства планетарных роликовинтовых передач (ПРВП) как наукоемких компонентов общемашиностроительного применения подтверждены их широким использованием в качестве исполнительных механизмов электромеханических приводов различного назначения [1, 2]. В настоящее время во многих отраслях промышленности применяют прецизионные электромеханические приводы поступательного перемещения с нанометровым разрешением и погрешностью позиционирования ±2÷±5 мкм [3—5].

Из установленных стандартами норм точности определяющей для ПРВП в составе прецизионных приводов является кинематическая точность, которая одновременно служит основным эксплуатационным показателем ПРВП и привода в целом [6, 7]. Для выявления границ зоны рассеяния, фактического закона распределения и причин возникновения кинематической погрешности ПРВП были проведены ее экспериментальные исследования в составе макетного образца актуатора для радиотелескопа, выполненного в виде электромеханического привода поступательного перемещения на базе шагового двигателя (ШД) и ПРВП 30×0,25×10 с длинными резьбовыми роликами [8].

Техническая характеристика ПРВП 30×0,25×10

Перемещение гайки за оборот винта S, мм	0,25
Длина перемещения ходовой гайки L, мм	10
Шаг резьбы, мм	1
Модуль зубьев m, мм	0,4
Число зубьев винта z_1	24
Число зубьев ролика z_2	24
Число зубьев эпицикла опорной гайки z_3	72
Число роликов $n_р$	4

В ПРВП данного типа (рис. 1) проскальзывание сопряженных резьб *1* предотвращается полным замыканием кинематической цепи посредством зубчатых зацеплений между винтом *2*, роликами *3* и эпициклом *4* опорной гайки [9, 10]. На рис. 2 приведен график кинематической погрешности Δ исследуемой ПРВП, которая была нагружена осевой силой $P = 600$ Н без предварительного натяга в гайках, при перемещении L ходовой гайки в диапазоне 5÷7 мм. Кинематическая погрешность представляет собой периодическую функцию, которая является суммой гармонических составляющих с разными частотами повторений за период ее изменения, соответствующий четырем оборотам винта.

Цель гармонического анализа кинематической погрешности — определение амплитуд и частот гармонических составляющих, оказывающих доми-

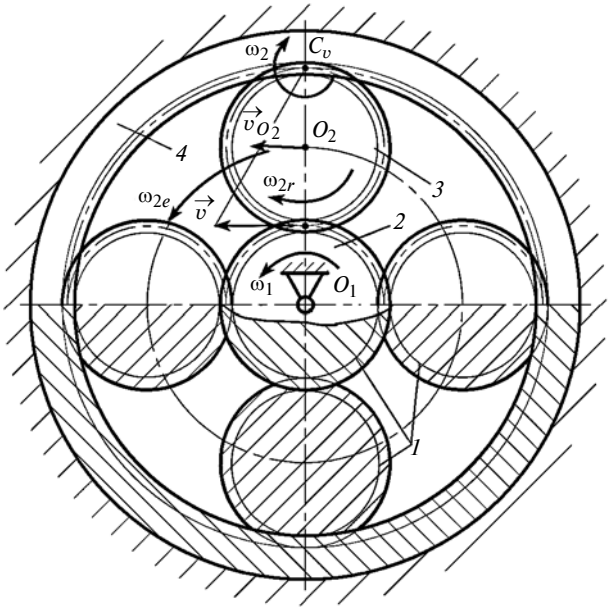


Рис. 1. Кинематическая схема ПРВП

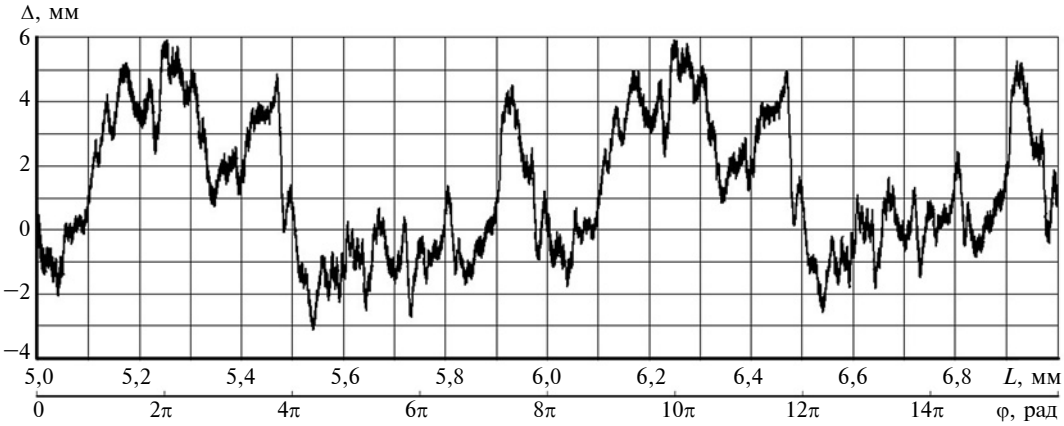


Рис. 2. Зависимость кинематической погрешности Δ ПРВП 30×0,25×10 от перемещения *L* ходовой гайки, соответствующего углу φ поворота винта

нирующее влияние на ее величину. Для определения частот основных гармоник ПРВП 30×0,25×10 необходим кинематический анализ передачи (см. рис. 1).

При вращении винта с угловой скоростью ω_1 резьбовые ролики совершают планетарное движение, обкатываясь как по резьбовым, так и по зубчатым поверхностям винта и опорной гайки. С учетом положения мгновенного центра скоростей (точка C_v) при плоском движении ролика в точке его зацепления с неподвижным эпициклом опорной гайки скорость v_{O_2} подвижной оси O_2 ролика вдвое меньше скорости v точки зацепления ролика с винтом: $v_{O_2} = 0{,}5v = 0{,}5\omega_1 r_1$. С другой стороны, абсолютное движение ролика можно рассматривать как сложение вращений вокруг параллельных осей O_1 и O_2.

Тогда

$$\vec{\omega}_2 = \vec{\omega}_{2r} + \vec{\omega}_{2e},$$

где $\vec{\omega}_2$ — абсолютная угловая скорость ролика при вращении вокруг неподвижной оси O_1; $\vec{\omega}_{2r}$ — относительная угловая скорость ролика при вращении вокруг подвижной оси O_2; $\vec{\omega}_{2e}$ — переносная угловая скорость ролика при вращении вместе с осью O_2 вокруг оси O_1.

Если обозначить $k = r_1/r_2 = z_1/z_2$, где r_1, r_2 и z_1, z_2 — радиусы и числа зубьев винта и ролика соответственно, то для исследуемой ПРВП $k = 1$, а $\omega_{2e} = \dfrac{v_{O_2}}{r_1 + r_2} = \dfrac{0{,}5\omega_1 r_1}{r_1 + r_2} = \dfrac{0{,}5\omega_1 k}{k+1} = 0{,}25\omega_1$. Относительную угловую скорость ω_{2r} ролика можно определить методом Виллиса, условно останавливая оси O_2 роликов и сообщая неподвижному эпициклу переносную угловую скорость ω_{2e} противоположного направления (по часовой стрелке). Тогда $\dfrac{\omega_{2e}}{\omega_{2r}} = \dfrac{r_2}{r_1 + 2r_2}$, откуда $\omega_{2r} = 0{,}25\omega_1(k + 2) = 0{,}75\omega_1$.

Так как векторы угловых скоростей $\vec{\omega}_{2r}$ и $\vec{\omega}_{2e}$ параллельны и противоположны по направлению, то при определении абсолютной угловой скорости ролика их можно складывать алгебраически, т. е. $\omega_2 = \omega_{2r} - \omega_{2e} = 0{,}5\omega_1$. Направление $\vec{\omega}_2$ совпадает с направлением $\vec{\omega}_{2r}$ и противоположно $\vec{\omega}_1$, поэтому алгебраическая разность абсолютных угловых скоростей винта и ролика $\omega_1 - \omega_2 = 1{,}5\omega_1$.

Результаты кинематического анализа ПРВП 30×0,25×10 сведены в таблицу, где указаны причины возникновения, порядковые номера и относительные частоты повторений выявленных гармонических составляющих кинематической погрешности, которые выражены в безразмерных единицах за оборот винта. Так как кинематическую погрешность оценивали за два полных периода ее изменения, соответствующих 8 оборотам винта или 2 оборотам осей роликов в переносном движении вокруг оси винта, то восьмая по номеру гармоника соответствует числу оборотов винта, вторая — числу оборотов роликов в переносном движении, шестая — числу оборотов роликов в относительном движении вокруг собственной оси и т. д.

После обработки массива экспериментальных данных кинематической погрешности с помощью виртуального прибора, сформированного в среде графического программирования LabVIEW [8], построены гистограммы зависимости относительных амплитуд гармонических составляющих от их относительных частот (рис. 3, *а*). По оси абсцисс отложена относительная частота гармонической составляющей кинематической погрешности за оборот винта, по оси ординат — процентное отношение амплитуды к доверительному интервалу 6σ (±3σ) средних значений кинематической погрешности.

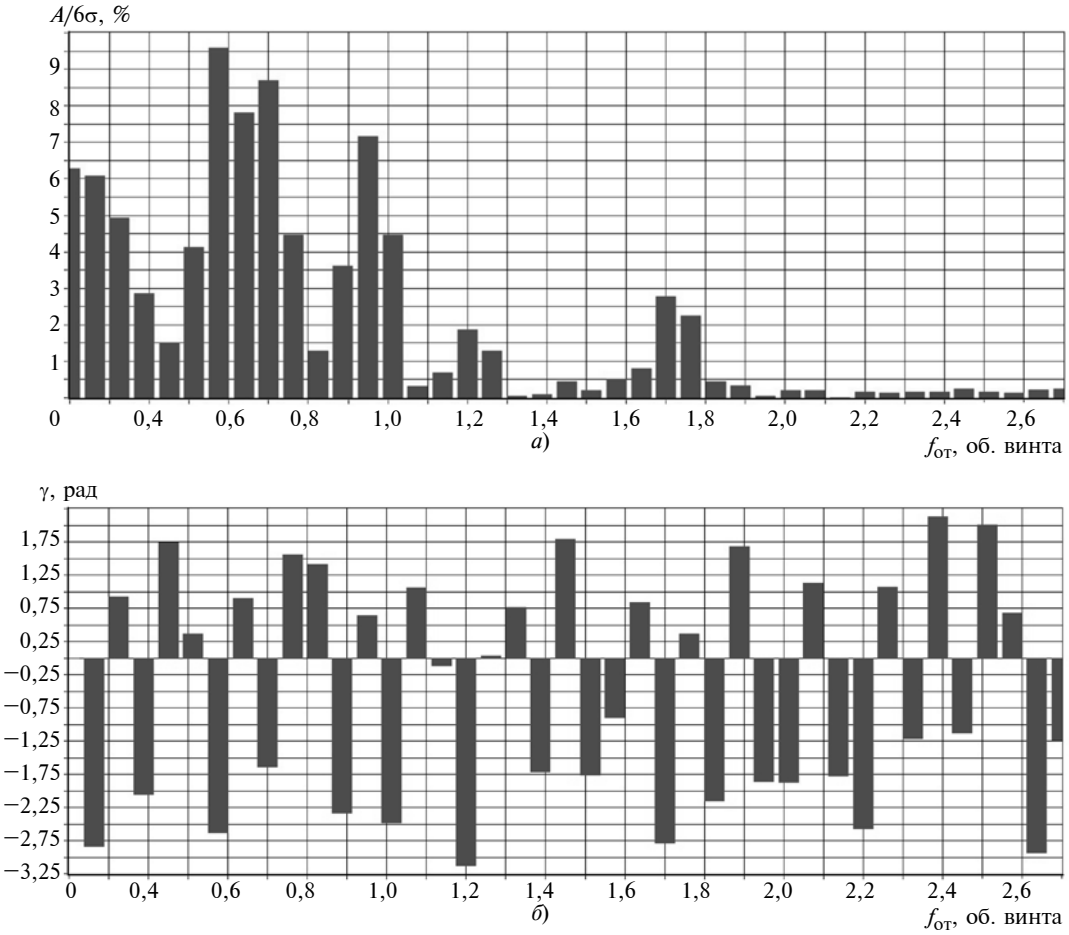


Рис. 3. Гистограммы зависимостей относительных амплитуд (*а*) и фазовых сдвигов (*б*) гармонических составляющих кинематической погрешности от их относительных частот $f_{от}$

Относительная частота повторений и порядковый номер гармонической составляющей кинематической погрешности

Причина возникновения гармонической составляющей	Относительная частота $f_{от}$, об. винта	Порядковый номер
Основные движения звеньев ПРВП		
Вращение винта	1	8
Переносное вращение роликов относительно оси винта	0,25	2
Вращение роликов относительно собственной оси	0,75	6
Контактные взаимодействия зубьев в ПРВП		
Вход в зацепление зубьев ролика с зубьями эпицикла опорной гайки	18	144
Вход в зацепление зубьев ролика с зубьями винта	18	144
Вход в зацепление j-й пары зубьев ролика и винта, $j = \overline{1, 24}$	0,75	6
Вход в зацепление j-й пары зубьев ролика и эпицикла опорной гайки, $j = \overline{1, 72}$	0,25	2
Вход в зацепление i-го зуба винта с зубьями роликов, $i = \overline{1, z_1}$	3	24
Вход в зацепление i-го зуба ролика с зубьями винта и эпицикла опорной гайки, $i = \overline{1, z_2}$	1,5	12
Вход в зацепление i-го зуба эпицикла опорной гайки с зубьями роликов, $i = \overline{1, z_3}$	1	8
Погрешности формы звеньев ПРВП		
Овальность формы винта	1	8
Овальность формы ролика	1,5	12
Овальность внутренних резьб опорной и ходовой гаек	1	8

Результирующая кривая кинематической погрешности на рис. 2 является следствием сложения гармонических составляющих разной частоты, поэтому максимальная кинематическая погрешность передачи в общем случае зависит не только от амплитуд гармоник, но и от сдвига фаз. На рис. 3, *б* приведены гистограммы зависимости фазовых сдвигов γ гармонических составляющих кинематической погрешности ПРВП $30\times0{,}25\times10$ от их относительной частоты $f_{от}$.

Сопоставляя результаты кинематического анализа ПРВП $30\times0{,}25\times10$ с результатами экспериментального определения кинематической погрешности, можно оценить степень влияния соответствующих погрешностей изготовления сопряженных деталей ПРВП на ее точность. На гистограммах основные гармоники наблюдаются на относительных частотах до 3,5 оборотов винта. Максимальная относительная амплитуда составляет 9,6 % от доверительного интервала средних значений кинематической погрешности и соответствует гармонике с относительной частотой $f_{от}$ = 0,75 об. винта. Из таблицы видно, что эта частота характерна для погрешностей изготовления зубчатых венцов роликов, которые проявляются при вращении роликов вокруг собственной оси и периодическом контакте одной и той же пары зубьев ролика и винта. Погрешности изготовления зубчатых венцов роликов проявляются также на частотах $f_{от}$ = 0,25 и 1,5 об. винта, создавая соответственно гармоники с амплитудами 5 и 7,2 % от доверительного интервала. На частоте, соответствующей одному обороту винта, наблюдается гармоника с амплитудой 8,7 % от доверительного интервала, которая может быть следствием погрешностей изготовления как зубчатых, так и резьбовых поверхностей винта, роликов и гаек [11].

Согласно результатам анализа значения кинематической погрешности ПРВП обусловлены погрешностями изготовления профилей зубьев роликов (38 %) и винта (36 %). Их суммарная доля от погрешностей изготовления сопрягаемых поверхностей гаек и эпицикла не превышает 26 % от доверительного интервала средних значений кинематической погрешности.

Основные гармоники возникают на частотах, соответствующих входу в зацепление сопряженных зубьев, и могут быть обусловлены погрешностями изготовления зубчатых венцов, прерывистым контактом между зубьями, износом зубьев или засорением впадин продуктами изнашивания. Взаимодействие сопряженных резьб в меньшей степени влияет на значение кинематической погрешности, вследствие большей точности и чистоты их поверхностей, достигаемых на резьбошлифовальных операциях, и большого числа точек контакта по всей длине резьбы [12], что усредняет погрешности изготовления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Козырев В. В.** Конструкции роликовинтовых передач и методика их проектирования: Учеб. пособие. Владимир: Редакционно-издательский комплекс ВлГУ, 2004. 102 с.
2. **Morozov V. V., Zhdanov A. V.** New aspects of the planetary roller-screw mechanism classification // WIT Transactions on Engineering Sciences (Mechanical and Electrical Engineering). 2014. V. 95. P. 951—957. 2014 WIT Press www.witpress.com.
3. **Мехатронные** модули с высокой размещающей способностью / В. В. Козырев, В. Н. Филимонов, А. В. Крылов, О. В. Федотов // Высокие технологии — стратегия XXI века: Материалы десятого юбилейного Международного форума "Высокие технологии XXI века". М: ЗАО НПКФ "МаВР", 2009. С. 625—629.
4. **Рябов К. В., Федотов О. В., Филимонов В. Н.** Разработка и исследование актуатора для радиотелескопа с активным рефлектором // Вестник машиностроения, 2014. № 6. С. 14—20.
5. **Кириллов А. В., Федотов О. В., Филимонов В. Н.** Двухкоординатный сканирующий стол с электромеханическими приводами на базе планетарных роликовинтовых передач для нанотехнологического оборудования // Вестник машиностроения. 2014. № 8. С. 22—28.
6. **Морозов В. В., Жданов А. В.** Кинематическая точность роликовинтовых механизмов // Вестник машиностроения. 2015. № 3. С. 19—25.
7. **Жданов А. В., Степенькин А. В., Штых Д. В.** Оценка качества перемещения выходного звена РВМ // Фундаментальные исследования. 2013. № 1. Ч. 2. С. 379—383.
8. **Экспериментальные** исследования точности роликовинтовой передачи в составе актуатора для радиотелескопа / И. М. Мамаев, В. В. Морозов, О. В. Федотов, В. Н. Филимонов // Вестник машиностроения. 2015. № 9. С. 59—63.
9. **Шинаков И. В., Жданов А. В.** Обеспечение зубчатого замыкания в планетарных РВМ // Известия Тульского государственного университета. Сер. Технические науки. 2010. № 2-1. С. 93—98.
10. **Шинаков И. В., Жданов А. В., Кузнецова С. В.** РВМ с дополнительным зубчатым замыканием звеньев // Фундаментальные исследования. 2012. № 3. С. 145—148.
11. **Сравнение** методов изготовления зубчатых венцов и их влияния на качественные параметры планетарного роликовинтового механизма / И. М. Мамаев, А. В. Степенькин, А. В. Круглов, В. В. Морозов // Современные проблемы науки и образования. 2014. № 6. URL: http://www.science-education.ru/120-16226.
12. **Жданов А. В., Степенькин А. В., Шаламберидзе З. П.** Теоретические исследования распределения нагрузки по виткам резьбы РВМ // НТВП. 2011. № 2. С. 87—90.

УДК 67.02.001.57

М. Г. ГАЛКИН, канд. техн. наук, А. С. СМАГИН (УрФУ им. Б. Н. Ельцина, г. Екатеринбург),
e-mail: a.s.smagin@mail.ru

Особенности расчета технологических размерных цепей вероятностным методом

Рассмотрен алгоритм вероятностного метода расчета линейных технологических размерных связей в условиях серийного производства для оценки точности выполнения конструкторских размеров и размерной настройки при изготовлении детали для последующего расчета технологических размеров на всех этапах ее обработки.

Ключевые слова: технологический процесс, вероятностный метод, размерная схема, замыкающее и составляющее звенья, допуск, размерные цепи, производственная погрешность, коэффициенты асимметрии и рассеяния.

The algorithm of probabilistic analysis method of linear technological dimensional chains in conditions of series production for accuracy assessment of achievement of design dimensions and sizing at part manufacture for further analysis of technological dimensions at all stages of its processing is considered.

Keywords: manufacturing process, probabilistic method, dimensional sketch, end and component links, tolerance, dimensional chains, manufacturing error, asymmetry and scattering coefficients.

Особенностью технологических размерных цепей, в которых в качестве замыкающих звеньев рассматриваются конструкторские размеры, является минимальное число составляющих звеньев. Поэтому основной метод их расчета — метод полной взаимозаменяемости. Недостаток подобного алгоритма — необходимость назначения жестких допусков на технологические размеры для обеспечения точности конструкторских размеров в заданных пределах.

Так как все производственные погрешности, имеющие место на этапе обработки деталей, являются случайными и независимыми величинами, то закон их распределения не изменяется от значений, принимаемых каждой погрешностью в отдельности. Следовательно, при расчете линейных технологических цепей можно использовать метод неполной взаимозаменяемости, который основан на главных законах теории вероятностей. Это расширяет допуски технологических звеньев до экономически оправданных значений по сравнению с методом полной взаимозаменяемости, но если допускается определенный процент исправимого брака.

Теоретические зависимости вероятностного метода, которые можно использовать в технологическом размерном анализе, основаны на теоремах о математических ожиданиях и средних квадратических отклонениях [1]. В частности, применяя теорему о математическом ожидании суммы случайных величин, можно установить зависимость между средним отклонением $E_{c\Delta_i}$ замыкающего звена и средними отклонениями E_{cL_i} составляющих звеньев.

Формула Н. А. Бородачева с передаточным отношением A_i, учитывающим увеличивающие и уменьшающие звенья в технологической цепи, имеет вид:

$$E_{c\Delta_i} + \alpha_{\Delta_i}\frac{T_{\Delta_i}}{2} = \sum_{i=1}^{m+n} A_i\left(E_{cL_i} + \alpha_i\frac{T_{L_i}}{2}\right), \qquad (1)$$

где α_{Δ_i} — коэффициент относительной асимметрии замыкающего звена; T_{Δ_i} — допуск замыкающего звена; m — число увеличивающих звеньев в цепи; n — число уменьшающих звеньев в цепи; α_i — коэффициент относительной асимметрии составляющего звена; T_{L_i} — допуск составляющего звена цепи.

Из зависимости (1) следует, что производственные погрешности необходимо корректировать по центру их группирования с помощью коэффициента α_i, характеризующего несовпадение математического ожидания расчетного размера, которое задано в партии деталей, с серединой поля допуска размера, заданного на рабочем чертеже. Эти параметры для каждого технологического размера можно подобрать при числовом эксперименте, используя предварительно сформированные уравнения размерных связей, описывающие данный процесс механической обработки.

Коэффициент α_Δ для конструкторских размеров в малозвенной технологической цепи на практике определяют по формуле [2]:

$$\alpha_\Delta = \frac{0{,}59\sum_{i=1}^{m+n} A_i\alpha_i T_{L_i}}{\sum_{i=1}^{m+n} T_{L_i}}.$$

Корректность расчетов при определении параметров составляющих звеньев обеспечивается условиями:

$$\begin{cases} E_{s\Delta_i} = E_{c\Delta_i} + \dfrac{T_{ki}}{2} \le [E_{s\Delta_i}]; \\ E_{i\Delta_i} = E_{c\Delta_i} - \dfrac{T_{ki}}{2} \ge [E_{i\Delta_i}], \end{cases} \qquad (2)$$

где $[E_{s\Delta_i}]$ и $[E_{i\Delta_i}]$ — допустимые предельные отклонения i-го замыкающего звена, заданные на рабочем чертеже детали; $E_{s\Delta_i}$ и $E_{i\Delta_i}$ — расчетные предельные отклонения i-го замыкающего звена; $E_{c\Delta_i}$ — расчетное среднее отклонение i-го замыкающего звена.

Применяя теорему о средних квадратических отклонениях случайных величин, определяем поле допуска замыкающего звена. Формула для малозвенной технологической цепи будет иметь вид [2]:

$$T_\Delta = \frac{1}{\lambda_\Delta}\sqrt{\sum_{i=1}^{m+n}\lambda_{L_i}^2 T_{L_i}^2}, \qquad (3)$$

где λ_Δ — коэффициент относительного рассеяния замыкающего звена; λ_{L_i} — коэффициент относительного рассеяния составляющего звена.

Коэффициент λ_Δ определяется выражением [2]:

$$\lambda_\Delta = \frac{1}{3} + \frac{0{,}183}{\sum\limits_{i=1}^{m+n} T_{L_i}}\left(3\sqrt{\sum_{i=1}^{m+n}\lambda_{L_i}^2 T_{L_i}^2} - \sqrt{\sum_{i=1}^{m+n} T_{L_i}^2}\right). \qquad (4)$$

Для определения коэффициента λ_{L_i}, входящего в зависимость (4), необходимо теоретическое описание кривой рассеяния действительных размеров. В частности, для серийного производства можно с достаточной для практики точностью принять распределение действительных размеров по закону Симпсона [2].

На рис. 1 представлена зависимость плотности вероятности появления размеров по Симпсону. Если рассеяние размеров близко к закону Симпсона, то в расчетной зависимости величина $\lambda_{L_i}^2$ принимается равной 1/6 [2].

Использование представленного теоретического материала для технологического размерного анализа с целью сравнения эффективностей вероятностного метода расчета и метода расчета на максимум-минимум в процессе механической обработки рассмотрим на примере формирования линейных размеров при изготовлении осесимметричной детали из прутковой заготовки на предварительно настроенном оборудовании. Чертеж детали и нумерация обрабатываемых поверхностей представлены соответственно на рис. 2 и 3. На рис. 3 обозначены поверхности, которые образуются в процессе обработки прутковой заготовки. При этом в линейном размерном анализе рассматривают только торцевые поверхности п. 1÷п. 5. Для корректного проведения анализа размерных связей номера этих по-

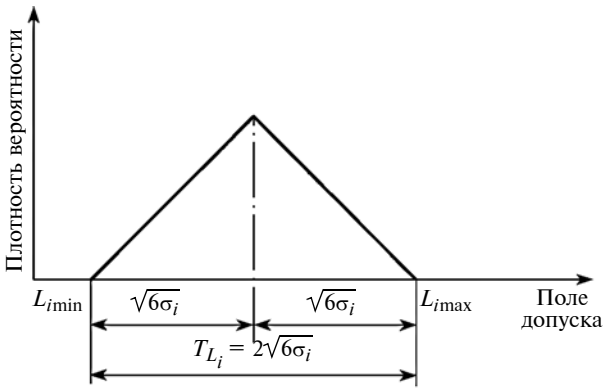


Рис. 1. Плотность вероятности появления действительных размеров по Симпсону

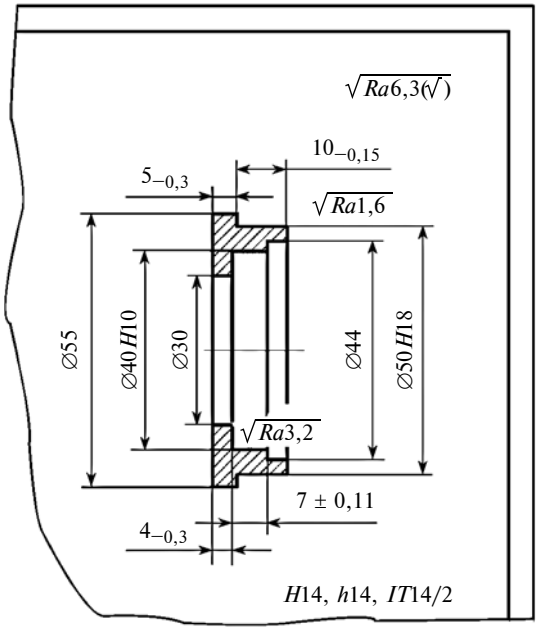


Рис. 2. Рабочий чертеж детали

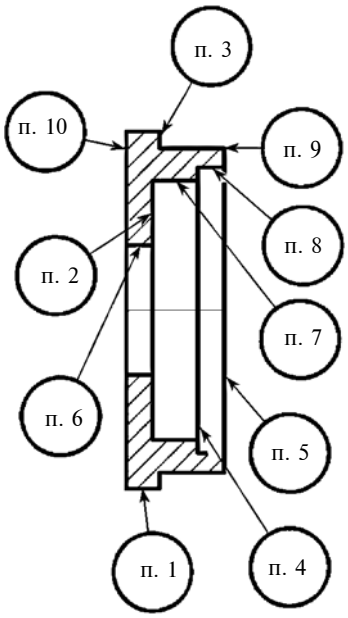


Рис. 3. Нумерация обрабатываемых поверхностей детали

верхностей обязательно должны возрастать вдоль горизонтальной оси X детали слева направо, что и подтверждает рис. 3.

Из анализа информационной модели на рис. 2 следует, что точность линейных размеров (вдоль горизонтальной оси X) в соответствии с данными принципиальной схемы обработки черных металлов, предложенной В. Д. Цветковым, не выходит за пределы точности первого этапа, в пределах которого при реализации одного технологического перехода на каждой торцевой поверхности обеспечивается допуск, соответствующий квалитетам 14—12.

Далее необходимо разработать модель обработки поверхностей вдоль горизонтальной оси X заготовки в виде размерной схемы; ее создание подробно описано в работе [3], а сама модель представлена на рис. 4.

Так как исходная заготовка представляет собой пруток, то обработку начинают с предварительно подготовленной поверхности п. 5 (см. рис. 3).

На следующем шаге создаются математические модели, описывающие формирование канонических уравнений размерных связей, которые представляются в виде исходного и производного графов: на исходном графе (рис. 5) показаны замыкающие звенья размерных цепей в виде конструкторских размеров, на производном графе (рис. 6) — составляющие звенья размерных цепей в виде технологических размеров [3].

Далее записывают канонические уравнения размерных цепей по правилам, изложенным в работе [3]. Система уравнений для данного процесса обработки имеет вид:

$$\begin{cases} -K_1 + L_1 = 0; \\ -K_2 + L_4 - L_1 = 0; \\ -K_3 + L_4 - L_2 = 0; \\ -K_4 + L_2 - L_3 = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Так как замыкающими звеньями являются только конструкторские размеры, то исходные данные для решения задачи описаны в соответствующем конструкторском документе (см. рис. 2). Из рис. 2 следует, что $K_1 = 10 \pm 0{,}075$ мм, $K_3 = 5_{-0{,}3}$ мм, $K_3 = 4_{-0{,}3}$ мм, $K_4 = 7 \pm 0{,}11$ мм.

Для сравнения алгоритмов при использовании методов полной и неполной взаимозаменяемости оценим обеспечение точности конструкторских размеров в представленной модели обработки (см. рис. 4). Для этого предварительно назначим точность технологических размеров. В данном случае будем ориентироваться на точность первого этапа обработки с учетом экономически обоснованных допусков. Это значит, что данные поля допусков будут не точнее квалитета 12. Допуски технологических размеров, соответствующие данным ЕСДП, представлены в табл. 1.

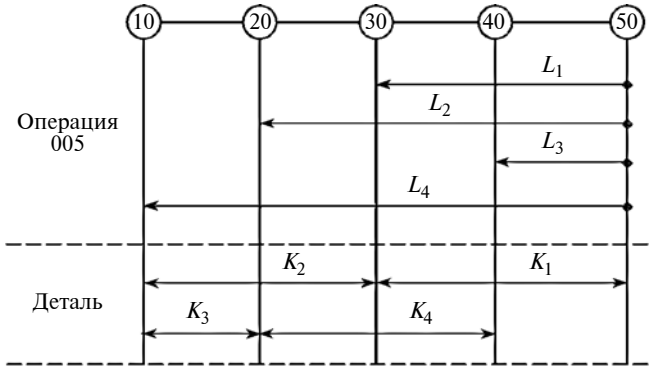


Рис. 4. Размерная схема обработки детали вдоль горизонтальной оси *X*:
$L_1 \div L_4$ — технологические размеры; $K_1 \div K_4$ — конструкторские размеры

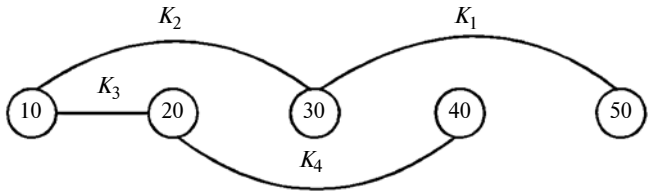


Рис. 5. Исходный граф

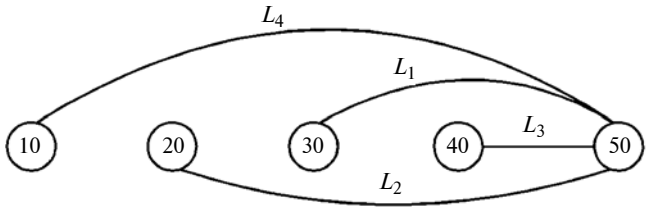


Рис. 6. Производный граф

Условие обеспечения точности конструкторских размеров формулируется следующим образом: *допуск замыкающего звена, соответствующий значению на рабочем чертеже, должен быть больше или равен допуску, определенному по расчетной зависимости.*

Зависимость, описывающая данное условие, в вероятностном методе представлена выражением (3), а в методе полной взаимозаменяемости имеет вид:

$$T_\Delta = \sum_{i=1}^{n+m} T_{L_i}. \quad (6)$$

Из первого двухзвенного уравнения системы (5) следует неравенство $T_{K_1} \geq T_{L_1}$. Подставив заданное и назначенное значения допусков в это неравенство, получим 0,15 мм ≥ 0,15 мм. Следовательно, точность размера K_1 достигается в обоих вариантах.

Второе уравнение системы (5) с замыкающим звеном K_2 является трехзвенным, поэтому необходимо вычислить допуск T_{Δ_2} по формулам (3) и (6) и сравнить его с размером на рабочем чертеже. Предварительно для вероятностного метода следует рассчитать коэффициент λ_{Δ_2} по формуле (4), подставив значения из табл. 1:

$$\lambda_{\Delta_2} = \frac{1}{3} + \frac{0{,}183}{T_{L_4} + T_{L_1}} \times$$

$$\times \left(3\sqrt{\frac{1}{6}\left(T_{L_4}^2 + T_{L_1}^2\right)} - \sqrt{T_{L_4}^2 + T_{L_1}^2}\right) = 0{,}366.$$

Далее по формуле (3) определяем

$$T_{\Delta_2} = \frac{1}{0{,}366}\sqrt{\frac{1}{6}\left(T_{L_4}^2 + T_{L_1}^2\right)} = 0{,}26 \text{ мм}$$

и сравниваем с $T_{K_2}: T_{K_2} = 0{,}3$ мм $\geq 0{,}26$ мм, т. е. точность размера K_2 обеспечивается и конструкторский допуск $T_{K_2} = T_{\Delta_2} = 0{,}26$ мм.

При использовании метода расчета на максимум-минимум по формуле (6) получим $T_{\Delta_2} = 0{,}33$ мм, что превышает конструкторский допуск, указанный на рабочем чертеже. Следовательно, при использовании метода полной взаимозаменяемости допуски технологических размеров T_{L_1} и T_{L_4} требуется ужесточить путем выбора более точных средств технологической подготовки производства.

Таблица 1

Допуски на технологические размеры для первого этапа обработки

Размер	Назначенный допуск,мм
L_1	0,15
L_2	0,18
L_3	0,12
L_4	0,18

Таблица 2

Допуски точности конструкторских размеров

Размер	Допуск на размер по рабочему чертежу, мм	Вероятностный метод расчета		Расчет на максимум-минимум	
		Допуск, мм	Запас точности	Допуск, мм	Запас точности
T_{K_1}	0,15	0,15	0	0,15	0
T_{K_2}	0,30	0,26	0,04	0,33	−0,03
T_{K_3}	0,30	0,28	0,02	0,36	−0,06
T_{K_4}	0,22	0,25	−0,03	0,30	−0,08

В табл. 2 представлены результаты оценки точности остальных технологических размеров двумя методами, согласно которым при использовании вероятностного метода расчета размерных цепей из размеров, входящих в четвертое уравнение системы (5), только для размера K_4 получен отрицательный запас точности. Поэтому для дальнейших расчетов ужесточили допуск размера L_2 с 0,18 до 0,16 мм, т. е. в пределах точности первого этапа обработки.

Для расчета по методу полной взаимозаменяемости требуется ужесточить точность практически всех технологических размеров, так как отрицательный запас точности получен для размеров K_2, K_3, K_4 во втором, третьем и четвертом уравнениях системы (5).

После определения и последующей корректировки точностных параметров всех технологических размеров с использованием более экономичного метода расчета необходимо определить остальные параметры этих звеньев.

Поскольку автоматизированное оборудование настраивается на середину поля допуска технологического размера, то рационально определять средние значения отклонений для звеньев, входящих в систему уравнений (5).

При определении средних значений отклонений вероятностным методом используем формулу (1). При этом система канонических уравнений размерных цепей для рассматриваемой модели обработки примет вид:

$$\begin{cases} \left(E_{c\Delta_1} + \alpha_{\Delta_1}\dfrac{T_{\Delta_1}}{2}\right) = \left(E_{cL_1} + \alpha_1\dfrac{T_{L_1}}{2}\right); \\ \left(E_{c\Delta_2} + \alpha_{\Delta_2}\dfrac{T_{\Delta_2}}{2}\right) = \left(E_{cL_4} + \alpha_4\dfrac{T_{L_4}}{2}\right) - \left(E_{cL_1} + \alpha_1\dfrac{T_{L_1}}{2}\right); \\ \left(E_{c\Delta_3} + \alpha_{\Delta_3}\dfrac{T_{\Delta_3}}{2}\right) = \left(E_{cL_4} + \alpha_4\dfrac{T_{L_4}}{2}\right) - \left(E_{cL_2} + \alpha_2\dfrac{T_{L_2}}{2}\right); \\ \left(E_{c\Delta_4} + \alpha_{\Delta_4}\dfrac{T_{\Delta_4}}{2}\right) = \left(E_{cL_2} + \alpha_2\dfrac{T_{L_2}}{2}\right) - \left(E_{cL_3} + \alpha_3\dfrac{T_{L_3}}{2}\right). \end{cases} \quad (7)$$

Из первого уравнения системы (7) определяем отклонение E_{cL_1}, из второго — E_{cL_4}, из третьего — E_{cL_2} и из четвертого — E_{cL_3}.

При расчете необходимо подбирать коэффициенты α_{L_i} для каждого технологического размера, которые определяют рациональное расположение полей рассеяния замыкающих звеньев в диапазоне их полей допусков, заданном на рабочем чертеже. Для конструкторского размера K_3 (см. рис. 3, п. 3) график рассеяния, соответствующий параметрам,

приведенным на рабочем чертеже, представлен на рис. 7 (линия *1*).

В результате оценки точности поле допуска замыкающего звена K_3 было скорректировано в соответствии с образовавшимся запасом точности, равным 0,02 (см. табл. 2), т. е. принятый по рабочему чертежу допуск размера K_3 = 0,3 мм снизили до 0,28 мм. В результате при нулевых значениях коэффициентов α_{L_i} среднее значение размера K_3 сместится относительно номинального значения, совпадающего с максимальным значением, на 0,14 мм и график рассеяния сместится (см. рис. 7, линия *2*).

Назначая в заданных пределах коэффициенты α_{L_i} асимметрии для каждого технологического размера, можно изменять положение графиков рассеяния замыкающих звеньев, полученных расчетом в границах полей допусков этих звеньев. Это позволит оптимизировать настроечные размеры, минимизируя влияние производственных погрешностей на размерную точность при механической обработке.

Так, для симметричного расположения центра группирования погрешностей размера K_3 относительно его поля допуска, заданного на рабочем чертеже, коэффициенты α_{L_i}, определенные автоматизированным подбором, должны иметь значения, представленные в табл. 3. График рассеяния размера K_3 для этого случая приведен на рис. 7 (линия *3*). При оптимизации положений графиков рассеяния в границах полей допусков, заданных на рабочем чертеже, фиксируются значения настроечных и предельных размеров всех составляющих звеньев. Для рассматриваемой задачи эти значения представлены в табл. 4.

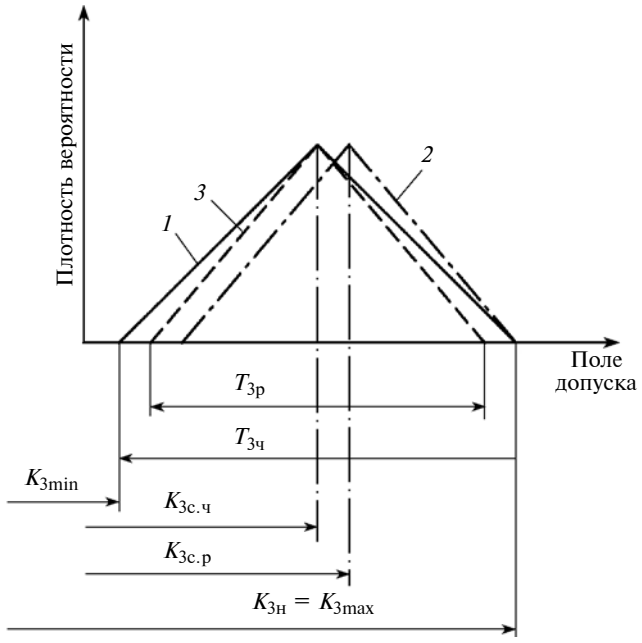


Рис. 7. Положение графика рассеяния для размера K_3

Таблица 3

Значения коэффициентов асимметрии цикла

α_{L_1}	α_{L_2}	α_{L_3}	α_{L_4}
0	−0,15	−0,2	0,1

Таблица 4

Расчетные значения составляющих звеньев, мм

Размер	Номинальное значение	Настроечный размер	Верхнее отклонение	Нижнее отклонение
L_1	10	10,000	0,075	−0,075
L_2	11	11,016	0,096	−0,064
L_3	4	4,016	0,076	−0,044
L_4	15	14,865	−0,045	−0,225

Таблица 5

Расчетные и предельные значения замыкающих звеньев

Размер	Наибольший предельный размер, мм		Наименьший предельный размер, мм	
	Расчетный	Допустимый	Расчетный	Допустимый
K_1	10,075	[10,075]	9,925	[9,925]
K_2	4,995	[5,000]	4,735	[4,700]
K_3	3,989	[4,000]	3,709	[3,700]
K_4	7,110	[7,110]	6,890	[6,890]

Для проверки корректности расчета после размерной настройки технологических размерных цепей используют зависимости (2) и систему уравнений (5). Результаты проверки для рассматриваемой задачи представлены в табл. 5.

Проведенный методом неполной взаимозаменяемости анализ размерных связей, формирующихся вдоль оси детали в процессе ее механической обработки, показал следующее:

данный метод расчета позволяет расширить допуски технологических размеров, образующих размерные цепи, в среднем на 20 % по сравнению с методом полной взаимозаменяемости даже в малозвенных технологических цепях (см. табл. 2);

рассмотренный алгоритм позволяет автоматизировать размерную настройку подбором коэффициентов асимметрии, что повышает стабильность процесса обработки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Солонин И. С.** Математическая статистика в технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 1972. 216 с.
2. **Допуски** и посадки. Справочник. Ч. 2 / Под ред. В. Д. Мягкова. Л.: Машиностроение, 1978. С. 545—1032.
3. **Ашихмин В. Н., Закураев В. В.** Размерный анализ при технологическом проектировании: Учеб. пособие. Екатеринбург: УГТУ—УПИ, 2005. 93 с.
4. **Цветков В. Д.** Система автоматизированного проектирования технологических процессов. М.: Машиностроение, 1972. 240 с.

УДК 629.113

Д. В. ГРЕБЕНЬКОВ, канд. техн. наук (Липецкий ГТУ), e-mail: greben80@rambler.ru

Исследование влияния параметров износа на КПД инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента

Представлены результаты исследования влияния износа рабочих поверхностей гидравлического механизма свободного хода на КПД инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента.

Ключевые слова: инерционный гидродифференциальный трансформатор вращающего момента, износ, зазор, утечки рабочей жидкости, КПД.

The research results of influence of wear of hydraulic free-wheel mechanism operating surfaces on efficiency of inertial hydrodifferential transformer of torque moment are presented.

Keywords: inertial hydrodifferential transformer of torque moment, wear, gap, hydraulic fluid leaks, efficiency.

В автомобилестроении используют автоматический бесступенчатый привод от двигателя к ведущим колесам. С увеличением автомобильного парка и интенсивности движения простота и удобство управления, улучшение тягово-скоростных и топливно-экономических характеристик автомобилей приобретают первостепенное значение, как и повышение их эффективности и производительности при одновременном снижении удельной металлоемкости и уменьшении габаритных размеров.

Применение в трансмиссиях транспортных и тяговых машин автоматических бесступенчатых передач позволяет повысить их производительность благодаря более эффективному использованию мощности двигателя, улучшить эксплуатационные качества, повысить безопасность движения. Из механических бесступенчатых передач наиболее перспективны инерционно-импульсные передачи [1] для силовых приводов мобильных машин ввиду следующих преимуществ: автоматичность и бесступенчатость регулирования скорости и крутящего момента на ведущих колесах машины в широком диапазоне при высоком КПД; возможность защиты двигателя от перегрузок, простота и удобство управления.

На рис. 1 приведена кинематическая схема инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента (ИГТВМ) [2], который содержит импульсный механизм в виде ведущего вала *1*, соединенного с неуравновешенными грузами *3*, ведомое зубчатое колесо *2* и основной дифференциальный механизм *4*. Дополнительный дифференциальный механизм состоит из зубчатых колес *5* и *6*, сателлитов *7*, водила *8*, зубчатого колеса *9* и коронного зубчатого колеса *13*, соединенного через зубчатое колесо *9* с выходной объемной гидромашиной (шестеренным насосом) *12*, которая закреплена на корпусе *14* передачи. Аналогично установлена и корпусная гидромашина *15*. Замкнутую циркуляцию рабочей жидкости в гидромашинах *12* и *15* обеспечивают обратные клапаны *11* и *16*, установленные в соответствующих трубопроводах. С водилом *8* соединен ведомый вал *10*. ИГТВМ работает в трех характерных режимах: стоповом (режим неподвижного реактора), трансформации вращающего момента и прямой передачи (режим динамической муфты).

В стоповом режиме ИГТВМ передает положительный инерционный момент ведущему зубчатому колесу *6* дифференциала, которое стремится повернуть зубчатое колесо *13*, удерживаемое гидромашиной *12* с помощью обратного клапана *11*, выполняющего функцию гидравлического механизма свободного хода (гидроМСХ). Происходит передача вращающего момента на ведомый вал *10*. При отрицательном моменте гидромашина *15* удерживает ведущее зубчатое колесо *6* в неподвижном состоянии. При этом ведомый вал *10*, зубчатое колесо *13* и выходной вал гидромашины *12* продолжают вращаться по инерции.

В режиме трансформации момента гидромашины *12* и *15* поочередно удерживают в неподвижном состоянии соответствующие элементы дифференциального ряда при их вращении в запрещенном направлении. В режиме динамической муфты гидромашина *12* застопорена, а гидромашина *15* работает вхолостую при открытом обратном клапане *16*.

Особенности работы гидроМСХ — большая частота включений в единицу времени и значитель-

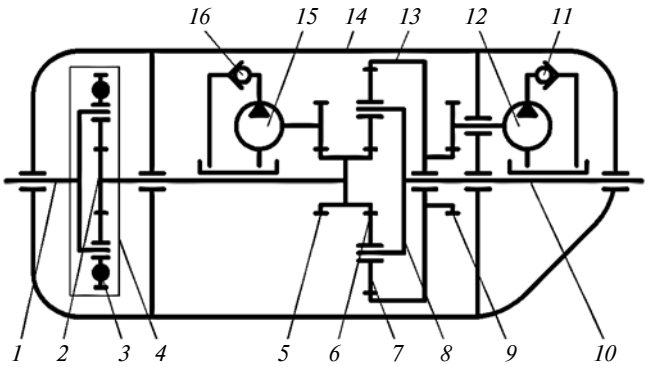


Рис. 1. Кинематическая схема ИГТВМ

ные динамические нагрузки на его звенья, что при длительной эксплуатации приводит к изнашиванию рабочих поверхностей шестеренных насосов, являющихся основой гидроМСХ, необратимому изменению свойств материалов деталей, старению и т. д. Все это увеличивает внутренние зазоры в гидромашине и утечки рабочей жидкости, т. е. вызывает нарушение рабочего процесса и снижает общий КПД ИГТВМ [3].

Утечки рабочей жидкости происходят через радиальные зазоры *5* между цилиндрической поверхностью корпуса гидромашины и цилиндрическими наружными поверхностями зубчатых колес, а также через торцевые зазоры между боковыми стенками корпуса и торцами зубчатых колес насоса. Кроме того, при дефектах профиля зубьев колес и их монтажа утечки жидкости могут происходить по зазорам вдоль линии контакта зубьев, находящихся в зацеплении, и по более сложному пути. Основная причина утечек в насосе — некомпенсированные торцевые зазоры, через которые происходит 75÷80 % суммарных утечек в насосе. Поэтому их следует уменьшать (как правило, они составляют 0,02÷0,03 мм).

Так как уплотнение по торцам зубчатых колес насоса обеспечивается узкой кольцевой перемычкой, образованной перепадом диаметра впадин зубьев колеса и диаметра цапфы или кольцевой выточки в боковых втулках насоса, важно обеспечить соответствующую ширину этой кольцевой перемычки, с увеличением которой значительно повышаются объемный КПД и ресурс насоса [4].

Минимальный радиальный зазор S определяется допусками на отклонения размеров подшипников и их несоосностью, а также эксцентричностью установки зубчатых колес относительно корпуса насоса.

Учитывая возможность неблагоприятного сочетания производственных допусков, радиальный зазор выбирают, как правило, относительно большим (до 0,03÷0,05 мм), руководствуясь в общем случае соотношением $S \geq 0{,}0015D_e$, где D_e — делительный диаметр зубчатого колеса.

Радиальный и торцевой зазоры зависят от несоосности подшипников противолежащих опор насоса, которая определяет возможность сборки насоса и его объемный КПД, причем при максимальной несимметричности расположения зубчатых колес насоса относительно его корпуса суммарные утечки приблизительно в 2 раза больше утечек при их симметричном расположении.

Внутренние утечки $Q_{\text{ут}}$ — важная характеристика гидромашины с позиций ее применимости в ИГТВМ. Это объясняется тем, что при запирании обратным клапаном вал гидромашины продолжает вращаться с небольшой частотой. Так как вращающий момент на валу гидромашины может достигать больших значений (в стоповом режиме он на порядок превышает максимальный момент двигателя), то даже при небольшой частоте вращения мощность, расходуемая на дросселирование рабочей жидкости через внутренние зазоры в гидромашине, заметно снижает общий КПД ИГТВМ.

Внутренние зазоры в гидромашине неизбежно имеют сужения и расширения, а размеры зазоров, образованных стенками, в поперечном сечении относительно направления потока могут тоже отличаться, что обусловливает изменение сопротивления движению жидкости в зазорах за один оборот вала, поэтому практический интерес имеет точный расчет утечек жидкости через зазоры.

Экспериментально установлено, что непосредственные утечки жидкости через зазоры гидравлических машин изменяются прямо пропорционально перепаду давления при всех прочих равных условиях. Поэтому выражение для определения утечек имеет вид [4]:

$$Q_{\text{ут}} = v_{\text{ср}} S b = \frac{S^3 \Delta p b}{12 \mu l}, \qquad (1)$$

где Δp — перепад давлений в напорном узле гидромашины; b — ширина зубчатого колеса, т. е. размер зазора в направлении, перпендикулярном движению потока жидкости; μ — коэффициент динамической вязкости жидкости; l — размер зазора в направлении движения жидкости; $v_{\text{ср}}$ — средняя скорость течения жидкости в зазоре.

Поскольку утечки зависят и от температуры рабочей жидкости (масла), в формулу (1) следует ввести среднее значение вязкости:

$$\mu_{\text{ср}} = \frac{\mu_1 + \mu_2}{2},$$

где μ_1 и μ_2 — вязкости рабочей жидкости при фактических температурах соответственно на входе и выходе из гидромашины.

Повышение температуры рабочей жидкости при протекании по зазору вычислим, допустив, что вся выделившаяся при этом теплота аккумулируется в масле (т. е. отсутствует теплоотдача от масла к деталям агрегата):

$$\Delta t = p_з/(mc\gamma),$$

где $p_з$ — потеря давления в зазоре; $m = 1$ — механический эквивалент теплоты; c — удельная теплоемкость жидкости; γ — объемная масса жидкости.

Согласно формуле (1) утечки рабочей жидкости зависят от ее скорости $v_{\text{ср}}$. Эксперименты также показали значительное влияние скорости рабочей жидкости на ее утечки [5] (испытания проводили при вязкости масла ≈10 мм^2/с).

При течении жидкости через зазор градиент давления по его длине не сохраняется, поэтому формулу (1) можно представить как

$$Q_{ут} = \frac{bS^3\left(1 - e^{-\delta p_з}\right)}{12\mu l\delta}, \qquad (2)$$

где e — основание натуральных логарифмов; δ — опытный коэффициент, учитывающий изменение вязкости жидкости от давления [практически $\delta = (1{,}2 \div 1{,}9)10^{-4}$] [4].

При этом $\lg e \frac{\mu}{\mu_0} = \delta p_з$, где μ и μ_0 — коэффициенты динамической вязкости рабочей жидкости соответственно при атмосферном и заданном давлениях.

При определенных высоких давлениях величина $e^{-\delta p_з}$ становится бесконечно малой, а выражение $\left(1 - e^{-\delta p_з}\right)$ — постоянной величиной, численно равной величине, обратной коэффициенту δ.

Изменение вязкости жидкости в результате изменения давления может быть значительным, и его следует учитывать при расчетах.

Изложенное выше относительно утечек жидкости через зазор справедливо только при условии сохранения геометрической формы и размеров деталей насоса. Однако при изменениях температуры и давления жидкости указанное условие не выдерживается вследствие температурного расширения и деформаций деталей, в результате чего могут измениться размеры зазоров.

Номинальный зазор при температуре t находим по формуле

$$S_t = S_0 + \frac{d}{2}(\beta - \alpha)(t - t_0), \qquad (3)$$

где S_0 — зазор при температуре t_0; d — средний диаметр кольцевого зазора при концентрическом расположении зубчатого колеса относительно корпуса насоса; α и β — коэффициенты теплового расширения материалов зубчатого колеса и корпуса насоса.

Зазор, возникающий в результате деформации корпуса насоса под давлением жидкости, вычисляем по формуле

$$S' = S + \Delta S = S + \frac{\Delta p d_{з.к} d_к^2}{E(d_к^2 - d_{з.к}^2)}, \qquad (4)$$

где ΔS — увеличение начального зазора S под действием давления; Δp — перепад давления жидкости; $d_{з.к}$ и $d_к$ — соответственно диаметр зубчатого колеса и внутренний диаметр корпуса насоса; E — модуль упругости материала корпуса насоса.

Из формул (3) и (4) получим общий зазор:

$$S_{об} = S + \frac{d}{2}(\beta - \alpha)(t - t_0) + \frac{\Delta p d_{з.к} d_к^2}{E(d_к^2 - d_{з.к}^2)}.$$

Тогда на основании формулы (2) утечки жидкости через зазоры в гидромашине составят:

$$Q_{ут} = \frac{b\left[S + \frac{d}{2}[\beta - \alpha][t - t_0] + \frac{\Delta p d_{з.к} d_к^2}{E(d_к^2 - d_{з.к}^2)}\right]^3 \left(1 - e^{-\delta p_з}\right)}{12\mu l\delta}.$$

Объемные потери в насосе характеризуются объемным КПД, представляющим собой отношение полезной (эффективной) мощности насоса к сумме полезной мощности и мощности, потерянной из-за утечек рабочей жидкости, или отношение фактической эффективной подачи $Q_{эф}$ к средней теоретической $Q_т$:

$$\eta_{об.н} = \frac{N_{эф}}{N_т} = \frac{Q_{эф}}{Q_т}.$$

Так как $Q_{эф} = Q_т - Q_{ут}$, объемный КПД будет иметь вид:

$$\eta_{об.н} = \frac{Q_{эф}}{Q_т} = 1 - \frac{Q_{ут}}{Q_т}.$$

Для увеличения полного КПД ИГТВМ необходимо уменьшить затраты мощности на дросселирование рабочей жидкости через внутренние зазоры в гидромашине, применяемой в качестве гидроМСХ.

Мощность, потерянная из-за утечек, составит:

$$N_{ут} = M_т Q_{ут}/V, \qquad (5)$$

где $M_т$ — тормозной момент на валу гидромашины; V — рабочий объем гидромашины.

Согласно формуле (5) уменьшить мощность $N_{ут}$ можно только снижением $Q_{ут}$, так как момент $M_т$ не зависит от типа гидромашины и ее характеристик. Достигнуть этого можно использованием гидромашины с наибольшими объемным КПД и рабочим объемом при заданных габаритных размерах, что позволит снизить рабочее давление в нагнетательной магистрали.

Экспериментальные исследования показали, что с увеличением радиального зазора S давления в напорных магистралях корпусного (p_1) и выходного (p_2) гидроМСХ падают во всем диапазоне изменения передаточного отношения i_t. Это нарушает рабочий процесс ИГТВМ и объясняется тем, что возрастают внутренние утечки $Q_{ут}$ рабочей жидкости, понижая объемный КПД гидромашин.

На рис. 2 приведены расчетные и экспериментальные зависимости изменения объемных потерь $Q_{ут}$ и максимального рабочего давления p_{max} при разном износе гидроМСХ, характеризуемом радиальным зазором S. Утечки рабочей жидкости в корпусном ($Q_{ут1}$) и выходном ($Q_{ут2}$) гидроМСХ возрастают прямо пропорционально изменению радиального зазора S гидромашины, а давления p_{max1} и p_{max2} обратно пропорционально падают. На стоповом режиме (см. рис. 2, *а*) утечки в 2—3 раза больше, чем на режиме прямой передачи (см. рис. 2, *б*), а следовательно, мощность, расходуемая на дроссилирование рабочей жидкости через внутренние зазоры в гидроМСХ, будет заметно снижать общий КПД инерционной передачи на этом режиме (рис. 3).

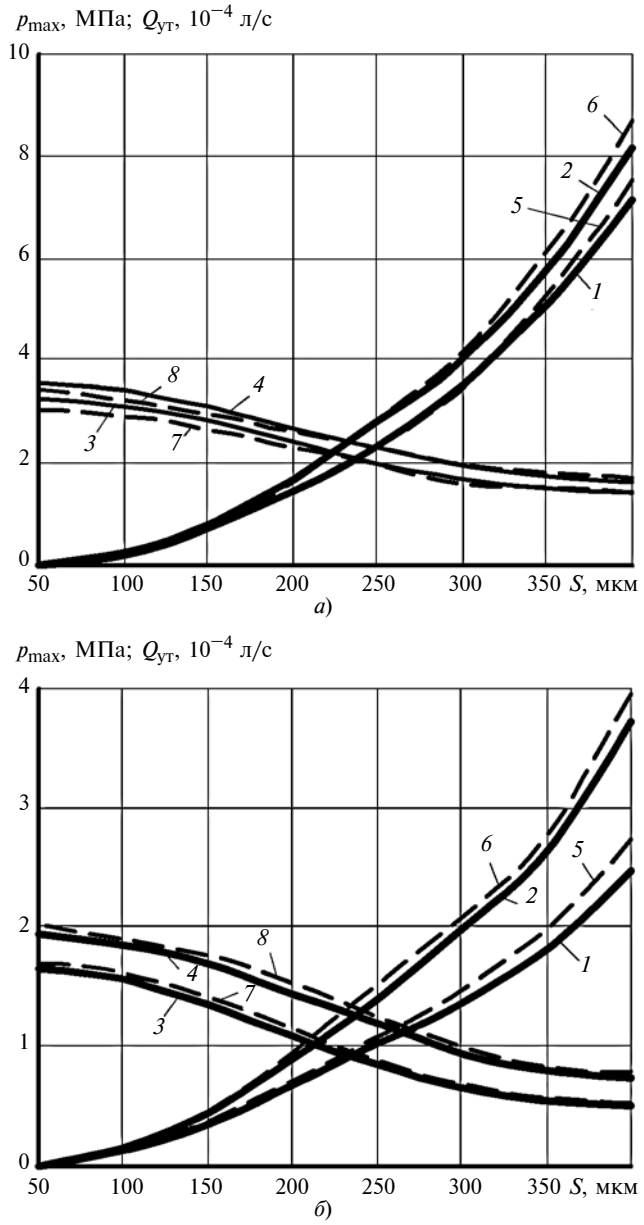


Рис. 2. Экспериментальные (———) и расчетные (----) зависимости утечек $Q_{ут1}$ (*1* и *5*) и $Q_{ут2}$ (*2* и *6*) и максимальных давлений p_{max1} (*3* и *7*) и p_{max2} (*4* и *8*) рабочей жидкости от зазора S в гидроМСХ при передаточном отношении i_t = 0,1 (*а*) и 0,7 (*б*)

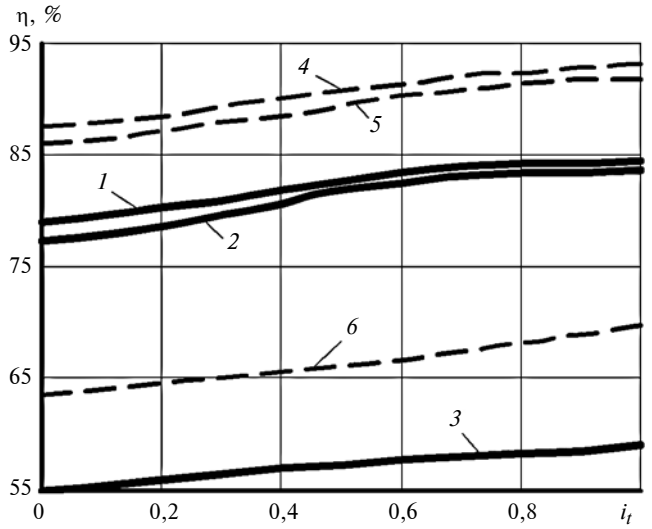


Рис. 3. Экспериментальные (———) и расчетные (----) зависимости изменения КПД η ИГТВМ от передаточного отношения i_t при зазорах в гидроМСХ S = 70 (*1* и *4*), 110 (*2* и *5*), 330 мкм (*3* и *6*)

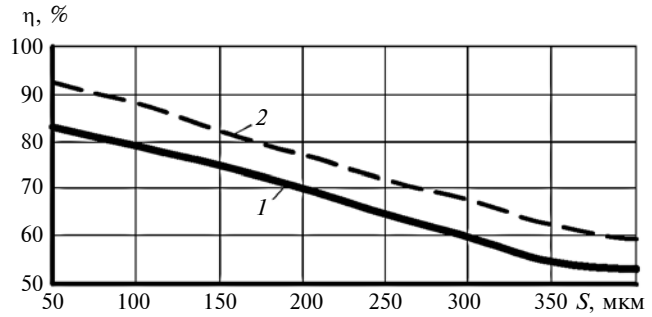


Рис. 4. Экспериментальные (*1*) и расчетные (*2*) зависимости КПД η ИГТВМ от радиального зазора S в гидроМСХ

Теоретическими и экспериментальными исследованиями определены зависимости изменения КПД ИГТВМ от радиального зазора S в гидроМСХ (рис. 4). Анализ результатов показал, что в начале эксплуатации КПД ИГТВМ составляет ≈93 % во всем рабочем диапазоне. С увеличением износов гидромашины в пределах полей допусков на размеры, при которых S = 50÷120 мкм, КПД уменьшается до 87 %. В процессе работы КПД передачи линейно убывает и при радиальном зазоре S = 300÷350 мкм составляет всего 68÷63 %. При дальнейшем износе (S = 350÷400 мкм) КПД практически не снижается. Это свидетельствует о том, что гидроМСХ полностью износились и требуется их замена. Работа ИГТВМ с КПД ниже 75 % нецелесообразна. Такой КПД имеем при радиальном

УДК 620.179.1

М. С. МАХАЛОВ, канд. техн. наук, В. Ю. БЛЮМЕНШТЕЙН, д-р техн. наук (Кузбасский ГТУ им. Т. Ф. Горбачева, г. Кемерово), e-mail: maxim_ste@mail.ru

Неразрушающий контроль остаточных напряжений магнитными методами в условиях простого нагружения

Представлены результаты экспериментальных исследований остаточных напряжений методами неразрушающего контроля в стержневых образцах после трехточечного изгиба методами магнитно-шумового анализа и измерения коэрцитивной силы. Установлены связи между изменениями магнитных характеристик, измеряемыми магнитными методами неразрушающего контроля, и осевыми остаточными напряжениями, полученными моделированием методом конечных элементов.

Ключевые слова: метод неразрушающего контроля, остаточные напряжения, долговечность, технологическая наследственность.

The experimental research results of residual stresses by nondestructive testing methods in bar specimens after three-point bending by methods of magnetic-noise analysis and measurement of coercive force are presented. The relations between changes of magnetic characteristics, measuring by magnetic methods of nondestructive testing and axial residual stresses, obtained by finite element method modeling, are determined.

Keywords: nondestructive testing method, residual stresses, durability, technological heredity.

Одним из основных параметров состояния металла ответственных деталей машин, значительно влияющих на их долговечность и надежность, являются остаточные напряжения (ОН) первого рода. В силу сложности процессов силового и температурного нагружения деталей на этапах производства и эксплуатации точный расчет ОН, действующих в той или иной части детали или конструкции, не всегда возможен. Еще более актуальна такая задача при определении ОН в процессах механической обработки и при последующей эксплуатации изделия в условиях сложных видов нагружения.

Несмотря на высокую эффективность современных методов моделирования и последующего расчета напряженно-деформированного состояния (НДС), сохраняется необходимость применения экспериментальных методов для измерения ОН (деформаций) в материале конструкции, обусловленная тем, что большинство моделей формирования НДС основано на использовании значительного числа допущений, идеализирующих реальный процесс, что приводит к существенным погрешностям в оценке напряжений [1].

К настоящему времени известны и используются несколько методик экспериментального определения ОН, большая часть которых основана на послойном удалении поверхностного слоя (ПС) металла и измерении остаточных деформаций детали с последующим расчетом значений ОН. Главными недостатками большинства известных методик являются высокая трудоемкость и невозможность оперативного определения ОН без подготовки проб или разрушения детали.

В то же время постоянно растет потребность в повышении эффективности и сокращении трудовых и временны́х затрат, связанных с диагностикой состояния металла, оценкой ОН и, соответственно, остаточного ресурса ответственных изделий.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 18)

зазоре $S = 220$ мкм, при котором гидроМСХ подлежит замене [6].

Таким образом, установлено, что при радиальных зазорах S, не превышающих пределов полей допусков на размеры, КПД уменьшается не более чем на 3÷5 %, а при $S = 350$ мкм КПД ИГТВМ снижается на 30 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Баженов С. П.** Бесступенчатые передачи тяговых и транспортных машин: Учеб. пособие. Липецк: ЛГТУ, 2003. 81 с.

2. **Пат. 1028924 Рос. Федерации:** МКИ Г 16 Н 47/04. Инерционный гидродифференциальный трансформатор вращающего момента.

3. **Гребеньков Д. В.** Прогнозирование ресурса инерционного гидродифференциального выпрямителя момента мобильной машины // Вестник машиностроения. 2013. № 2. С. 33—36.

4. **Башта Т. М.** Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: Учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1974. 606 с.

5. **Гавриленко Б. А.** Гидравлические тормоза. М.: Машгиз, 1961. 244 с.

6. **Гребеньков Д. В.** Метод прогнозирования технического ресурса инерционной гидродифференциальной автоматической передачи мобильных машин: Дис. ... канд. техн. наук. М., 2005. 167 с. Машинопись.

В связи с этим актуальным направлением развития технологии машиностроения является разработка экспериментальных экспресс-методик определения ОН, предназначенных для использования в цеховых условиях на реальных деталях и промышленных конструкциях без их разрушения.

Для разработки экспресс-методик были проведены исследования и выбраны магнитные методы неразрушающего контроля (ММНК): метод определения структурного и напряженно-деформированного состояний на основе измерения коэрцитивной силы (КС) и метод магнитно-шумового анализа, основанный на эффекте Баркгаузена.

Метод магнитно-шумового анализа основан на взаимосвязи намагничивания ферромагнитного материала и механических напряжений [2]. Основными факторами, определяющими глубину, на которой заметна эта взаимосвязь, являются электропроводность и магнитная проницаемость испытуемого материала, а также частотный диапазон, выбранный для анализа (для конструкционных сталей эта глубина составляет от 0,01 до 3 мм).

При методе, основанном на измерении КС, используют зависимость ее величины от механических напряжений и деформаций, возникающих при нагружении ферромагнитного объекта, что позволяет определять механические напряжения по экспериментально полученным тарировочным зависимостям.

Поскольку измеряемые характеристики — комплексные и зависят как от НДС, так и от микроструктуры материала, эти и другие методы неразрушающего контроля недостаточно адаптированы для практического определения ОН по сечениям деталей. Наибольшую трудность для практического применения представляет установление связей между ОН и измеряемыми магнитными параметрами, так как последние зависят от ряда факторов: величины ОН, структурных изменений и степени поврежденности металла. Идентификация магнитных сигналов от изменения каждой составляющей в отдельности позволит проводить количественную оценку вклада каждого из указанных факторов.

Решение поставленных задач возможно на основе используемой авторами методологии механики технологического наследования, согласно которой:

остаточные напряжения представляются в виде тензора в системе координат, связанной с формой детали или элемента конструкции (определение всех компонент тензора в силу их различного влияния на эксплуатационные свойства изделий также является актуальной задачей);

формирование и трансформация остаточных напряжений на операциях механической обработки изделия рассматриваются как следствие сложного немонотонного нагружения металла в очаге пластической деформации (ОПД), при котором накапливается деформация и исчерпывается запас пластичности ПС металла;

остаточные напряжения формируются в условиях, изменяющихся вследствие пластической деформации механических свойств металла, т. е. на протекание процессов в каждой точке траектории внутри ОПД влияет история нагружения;

итоговые ОН проявляют себя в процессе эксплуатации, трансформируясь в каждом цикле эксплуатационного нагружения; долговечность определяется всей предысторией нагружения.

Методика исследования остаточных напряжений

Для решения задачи определения ОН при сложных видах нагружения на этапах механической обработки и эксплуатации деталей предварительно необходимо выявить возможности методов неразрушающего контроля в условиях простых видов нагружения. По мнению авторов, отработка методик в условиях простых видов нагружения дает ряд преимуществ, главными из которых являются возможности:

использования многочисленных результатов теоретических и экспериментальных исследований НДС, возникающего при таких видах нагружения;

отдельного исследования одной (или двух) компонент тензора ОН с приемлемой погрешностью;

расчетного определения величины и знака исследуемых компонент тензора ОН с высокой точностью.

Поэтому в данной работе использовали схему нагружения стержневых образцов квадратного сечения трехточечным изгибом, особенность которой — возникновение в поперечном сечении осевых ОН, превышающих как минимум на порядок значения остальных компонент тензора [3]. Выбранная схема соответствует одному из простых видов нагружения, приводящих к возникновению ОН.

Использование образцов прямоугольного (в том числе и квадратного) сечения значительно упрощает расчетные процедуры, а именно:

обеспечивает неизменность размеров детали в плоскости поперечного сечения в обоих направлениях и позволяет получить эпюру ОН, не искаженную формой сечения;

обеспечивает непрерывность контакта используемых в исследовании датчиков с образцами и, соответственно, наименьшую погрешность экспериментальных результатов.

Механические испытания проводили на универсальной электромеханической испытательной машине Instron 3369, обеспечивающей испытания

различных материалов на растяжение и сжатие, а при использовании специальной оснастки — на трехточечный изгиб. Машина оснащена усовершенствованным видеоэкстензометром, разработанным для точного бесконтактного измерения деформаций образца.

Экспериментальные образцы — стержни квадратного сечения размерами 150×10×10 мм, были изготовлены из отожженной стали 45 (ГОСТ 1050—88) одной поставки твердостью 160÷180 *HV*. Выбор стали обусловлен ее широким применением в различных отраслях машиностроения и наличием базы данных, включающей в себя полученные авторами результаты экспериментальных исследований, раскрывающие поведение образцов из этой стали при разных видах нагружения.

Расчетные значения ОН при разных режимах нагружения образцов определяли по результатам моделирования методом конечных элементов [4]. Моделью нагружаемого образца была пластина размерами 100×10 мм, нижние точки которой закреплены по осям координат *X* и *Y*. Используемый способ предполагал создание упругопластической модели стержня, который подвергался нагружению в два этапа: изгибу на заданную величину прогиба и последующему снятию нагрузки, в результате которых было получено распределение ОН в узлах конечно-элементной модели.

Режимы пластической деформации образцов выбирали так, чтобы не достигались предельные деформации, разрушающие металл.

Результаты измерения экспериментальных образцов методами неразрушающего контроля после нагружения изгибающим моментом (фрагмент)

Серия образцов	Прогиб *y*, мм	Интенсивности *Mni*, от. ед., магнитного шума при разных частотах возбуждения $f_в$, Гц												Коэрцитивная сила, А/см^2	
		$Mni_{рX}$ при $f_в$			$Mni_{сжX}$ при $f_в$			$Mni_{рZ}$ при $f_в$			$Mini_{сжZ}$ при $f_в$			$H_{c\ р}$	$H_{c\ сж}$
		30	60	120	30	60	120	30	60	120	30	60	120		
10	0,00	170	278	434	164	275	431	157	266	424	162	271	429	6,0	6,0
11	0,00	164	272	417	158	260	402	143	248	405	141	242	402	6,1	6,0
20	0,43	152	272	432	160	264	410	154	255	410	140	245	400	6,7	6,7
21	0,44	149	262	424	164	268	418	148	250	396	146	254	412	6,1	6,0
30	0,44	153	269	429	162	271	421	151	248	400	137	255	411	6,3	6,2
31	0,44	190	319	520	189	315	487	183	297	494	168	295	471	6,6	6,6
40	0,40	163	283	457	170	282	442	159	260	431	146	258	432	6,4	6,4
41	0,44	183	325	504	176	301	470	180	302	480	150	269	425	6,2	6,2
50	0,44	159	276	436	163	269	410	155	256	409	141	243	404	6,5	6,5
51	0,44	157	280	442	174	285	439	156	262	416	146	261	415	6,0	5,9
60	0,44	129	245	404	146	250	390	134	232	376	128	230	380	6,2	6,2
61	0,44	149	264	430	166	273	426	147	250	400	144	248	410	6,1	6,1
70	0,44	145	261	423	164	273	429	148	251	401	138	244	407	6,4	6,4
71	0,45	134	254	402	160	252	415	132	230	376	133	255	413	5,9	5,9
80	0,46	147	259	407	165	272	422	140	237	389	133	241	400	6,2	6,2
81	0,46	125	230	383	163	259	410	127	218	362	132	229	389	5,9	5,9
90	0,47	175	303	490	191	310	481	181	298	470	185	311	505	6,3	6,3
91	0,46	154	278	432	166	276	425	154	260	415	137	242	408	6,2	6,2
100	0,50	164	281	455	177	287	454	162	272	436	162	274	436	6,5	6,5
101	0,50	165	285	456	181	296	458	169	282	449	173	278	445	6,9	6,9
110	0,49	161	282	460	167	275	438	152	264	423	147	254	427	5,9	5,9
111	0,48	134	250	415	165	270	421	144	245	394	133	242	405	6,6	6,6
120	0,56	182	310	485	182	293	458	173	289	463	149	260	414	6,9	6,9
121	0,55	181	308	480	176	290	444	176	282	451	163	268	447	6,6	6,6
130	0,63	165	290	470	175	289	447	169	281	452	154	266	434	6,3	6,3
131	0,64	139	255	420	162	268	422	145	245	400	143	253	415	6,2	6,2
140	0,89	140	250	412	169	270	442	150	266	425	143	240	411	6,4	6,3
141	0,79	144	252	423	177	287	447	165	275	447	148	255	428	6,9	6,9
150	1,06	138	241	397	191	313	485	161	273	436	156	270	433	6,8	6,9
151	1,63	143	241	393	185	287	430	132	283	450	182	241	380	6,3	6,4
160	3,37	119	212	344	275	265	440	162	278	420	122	207	344	6,6	6,7
161	3,49	117	203	331	191	287	477	161	275	418	125	214	353	6,7	6,7

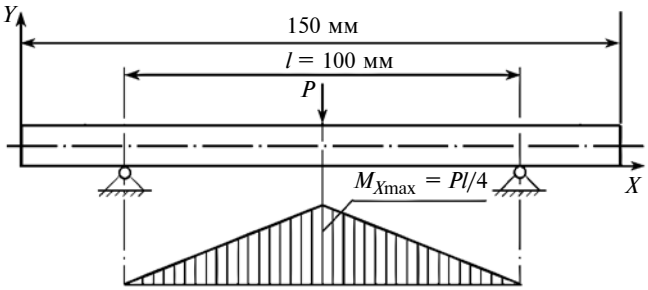


Рис. 1. Схема нагружения образца и эпюра изгибающего момента M_X

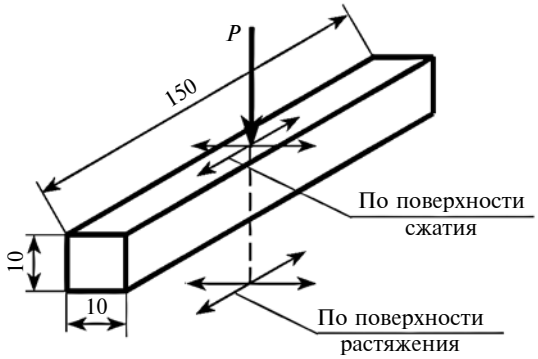


Рис. 2. Направления измерения магнитных параметров образца

Образцы длиной 150 мм симметрично устанавливали на опорах, расположенных на расстоянии 100 мм, что позволяло сохранять устойчивость образцов при значительных прогибах. Варьируемым параметром был фактический прогиб y образца (таблица), который фиксировался посредине между опорами (рис. 1). В процессе нагружения измеряли изгибающую нагрузку P.

Образцы серий 10, 11 (см. таблицу) не подвергались деформации (образцы-свидетели). Часть образцов подвергалась деформации в пределах упругости (теоретически ОН в таких образцах должны отсутствовать). Остальные образцы нагружали изгибающей силой, создающей момент $M_{\max}$, превышающий предел текучести металла, с формированием осевых ОН. Образцы из тестовой серии нагружали до предельных пластических деформаций с целью построения фактической кривой течения материала для испытуемой партии образцов и настройки испытательной машины.

Интенсивности магнитного шума Баркгаузена (ИМШ) до и после нагружения образцов измеряли в осевом ($Mni_{\text{р}X}$, $Mni_{\text{сж}X}$, см. таблицу) и поперечном ($Mni_{\text{р}Z}$, $Mni_{\text{сж}Z}$, см. таблицу) направлениях по двум поверхностям в центральной части образца — поверхности растяжения ($Mni_{\text{р}X}$, $Mni_{\text{р}Z}$) и поверхности сжатия ($Mni_{\text{сж}X}$, $Mni_{\text{сж}Z}$) (рис. 2). Использовали анализатор напряжений и структуры материалов IntroScan, оснащенный стандартным датчиком, который позволяет проводить измерения только в одном выбранном направлении. ИМШ для каждого образца до и после нагружения измеряли при частотах возбуждения $f_{\text{в}}$ = 30, 60 и 120 Гц, задаваемых в настройках прибора. Для каждой поверхности измерения в выбранном направлении повторяли не менее 3 раз, т. е. провели не менее 12 измерений для каждого образца.

Коэрцитивную силу до и после нагружения образцов измеряли только в осевом направлении по двум поверхностям образца — растяжения ($H_{c\ \text{р}}$) и сжатия ($H_{c\ \text{сж}}$) (см. таблицу и рис. 2). Такая схема измерений обусловлена значительной (около 70 мм) базой датчика коэрцитиметра, не позволяющей проводить измерения в поперечном направлении образцов. Использовали магнитный структуроскоп КРМ-Ц-К2М со стандартным датчиком. Центральная часть датчика прибора при измерении совмещалась с центральной частью образца. Измерения по каждой поверхности повторяли не менее 3 раз, т. е. провели не менее шести измерений для каждого образца.

Анализ результатов

Эпюра остаточных напряжений имеет несколько характерных точек по сечению детали. Например, после обработки поверхностным пластическим деформированием характерными точками эпюры являются:

значения сжимающих ОН на поверхности детали;

значения сжимающих ОН в первом экстремуме и глубина его расположения относительно поверхности детали;

глубина распространения сжимающих ОН;

значения растягивающих ОН во втором экстремуме и глубина его расположения относительно поверхности детали;

глубина распространения ОН.

В случае нагружения стержневого образца квадратного сечения трехточечным изгибом эпюра осевых ОН первого рода имеет вид, показанный на рис. 3. С учетом этого параметры, измеренные ММНК, сопоставляли:

с пластической деформацией на поверхностях растяжения и сжатия образца;

с осевыми ОН на этих поверхностях (см. рис. 3, точки A_1 и A_2);

с расстоянием от поверхности, на котором эпюра ОН принимает нулевые значения (меняет знак) (см. рис. 3, точки B_1 и B_2);

с положительным и отрицательным экстремумами осевых ОН в сечении образца (точки C_1 и C_2 на рис. 3);

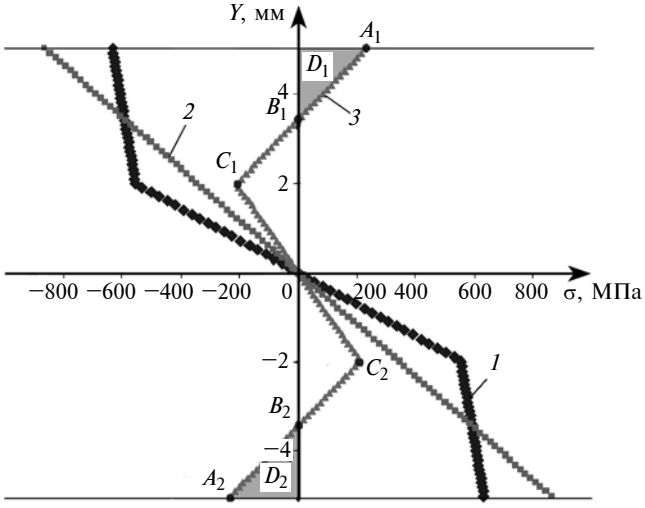


Рис. 3. Эпюры осевых напряжений по сечению образца:
1 — напряжений при нагружении; *2* — напряжений в идеально упругом стержне при идентичном нагружении; *3* — остаточных напряжений; A_1 и A_2 — остаточные напряжения на поверхностях образца; B_1 и B_2 — значения *y*, при которых происходят смены знака остаточных напряжений; C_1 и C_2 — экстремальные осевые остаточные напряжения; D_1 и D_2 — площади эпюры остаточных напряжений до точки смены их знака

с площадями эпюры ОН (растягивающих или сжимающих), распространяющихся на глубину, где они принимают нулевые значения (см. рис. 3, зоны D_1 и D_2).

С учетом симметричности эпюр ОН относительно оси образца соответствующие абсолютные значения на поверхностях растяжения и сжатия приняты равными.

Известно, что энергетический спектр шумов Баркгаузена экспоненциально затухает в зависимости от расстояния от поверхности материала [2]. При этом полученные результаты показали наиболее тесную связь измеряемых магнитных характеристик с величиной ОН на поверхности образца (см. рис. 3, точки A_1 и A_2).

Установлено, что ИМШ в продольном направлении чувствительна как к величине, так и к знаку ОН в том же направлении: при формировании растягивающих напряжений на поверхности значения ИМШ увеличиваются, а при сжимающих — уменьшаются (рис. 4). Это соответствует данным, полученным ранее другими исследователями [5].

Установлено, что изменение ИМШ для одинаковых по величине ОН разного знака неодинаково: при сжимающих ОН такое изменение интенсивнее. Так, при растягивающих ОН, равных 250 МПа, увеличение ИМШ составляет ≈10 % от исходного значения, измеренного на недеформированных образцах, а при сжимающих ОН той же величины ИМШ уменьшается примерно на 20 % (рис. 4, *б*).

Установлено, что в области растягивающих ОН изменение ИМШ при разных частотах возбуждения практически одинаково, а в области сжимающих ОН с увеличением частоты возбуждения ИМШ изменяется более интенсивно.

На основании статистической обработки данных получили математические модели, описывающие взаимосвязи изменения ИМШ в относительных единицах и значений осевых ОН на поверхности образца:

для $f_в$ = 120 Гц

$$\Delta Mni = -1{,}6924 + 0{,}1918\sigma_{X\,ОН} - 0{,}0003\sigma^2_{X\,ОН};$$

для $f_в$ = 60 Гц

$$\Delta Mni = -3{,}1165 + 0{,}1315\sigma_{X\,ОН} - 0{,}0002\sigma^2_{X\,ОН};$$

для $f_в$ = 30 Гц

$$\Delta Mni = -5{,}6702 + 0{,}1234\sigma_{X\,ОН}.$$

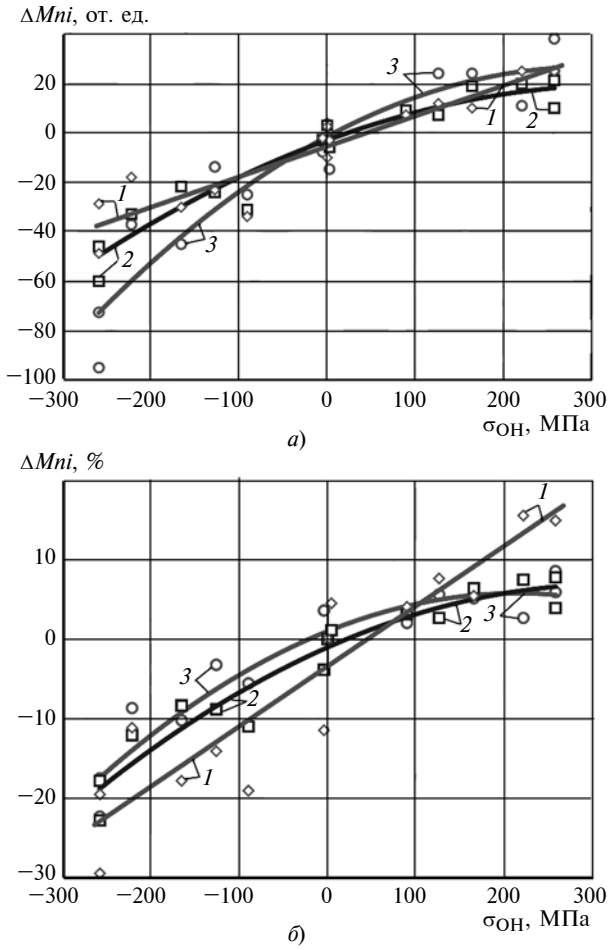


Рис. 4. Зависимости абсолютных (*а*) и относительных (*б*) изменений Δ*Mni* интенсивности магнитного шума от осевых ОН в образцах в продольном направлении при частотах возбуждения $f_в$ = 30 (*1*); 60 (*2*) и 120 Гц (*3*)

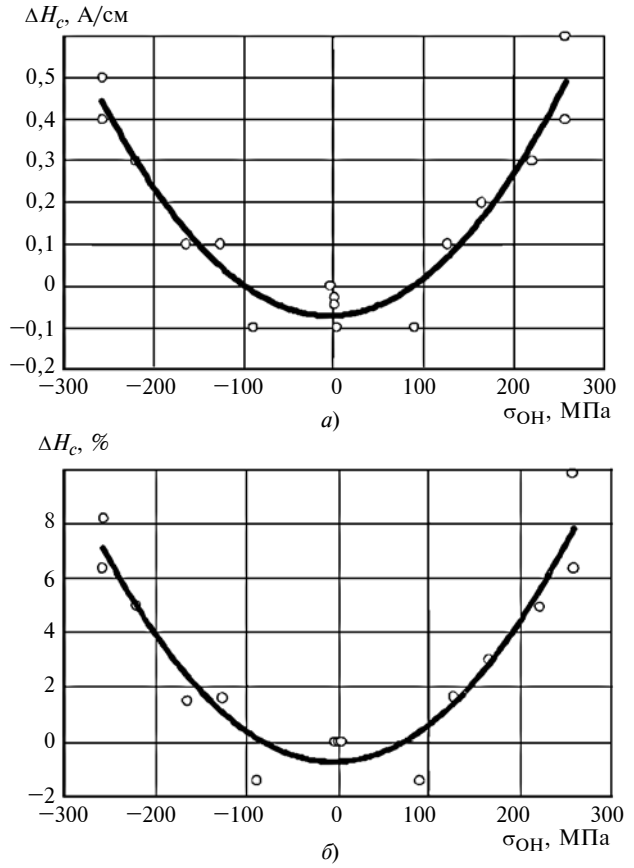


Рис. 5. Зависимости абсолютных (*а*) и относительных (*б*) изменений ΔH_c коэрцитивной силы в образцах от осевых ОН

Эти же взаимосвязи, выраженные в процентном соотношении, имеют несколько другие коэффициенты уравнений:

для $f_в = 120$ Гц

$$\Delta Mni = 0{,}0103 + 0{,}0004\sigma_{X\,ОН} - 1{,}0445e^{-6}\sigma^2_{X\,ОН};$$

для $f_в = 60$ Гц

$$\Delta Mni = -0{,}01 + 0{,}0005\sigma_{X\,ОН} - 7{,}6791e^{-7}\sigma^2_{X\,ОН};$$

для $f_в = 30$ Гц

$$\Delta Mni = -0{,}0339 + 0{,}0008\sigma_{X\,ОН}.$$

Установлено, что изменение КС нечувствительно к знаку ОН и позволяет зафиксировать лишь величину ОН в поверхностном слое (рис. 5). Полученная зависимость ΔH_c от $\sigma_{ОН}$ близка к симметричной. Математически ее можно описать уравнениями параболы с коэффициентами, зависящими от единиц измерения изменения КС:

при измерении ΔH_c в А/см:

$$\Delta H_c = -0{,}0709 + 8{,}9774e^{-5}\sigma_{X\,ОН} + 8{,}0737e^{-6}\sigma^2_{X\,ОН};$$

при измерении ΔH_c в процентах:

$$\Delta H_c = -0{,}0074 + 1{,}4017e^{-5}\sigma_{X\,ОН} + 1{,}2297e^{-6}\sigma^2_{X\,ОН}.$$

С увеличением абсолютного значения остаточных напряжений измеренная величина КС увеличивается. Так, при сжимающих или растягивающих осевых ОН, равных 200 МПа, изменение КС составляет около 4 %. Такое изменение с приемлемой степенью достоверности фиксируется прибором.

Результаты исследования позволяют сделать следующие выводы:

рассмотренные методы неразрушающего контроля можно использовать для определения ОН магнитных материалов после сложных видов нагружения при механической обработке и эксплуатации изделий;

основным условием применимости методов является тарировка приборов по исходным (недеформированным) образцам из исследуемых сталей и сплавов, а также по созданным и пополняемым базам данных их магнитных характеристик.

Активное применение рассмотренных методов также требует:

исследований влияния термообработки на изменение магнитных характеристик и дальнейшего учета этих изменений в тарировочных зависимостях;

установления доли каждой составляющей (ОН и накопленной деформации металла) и их влияния на изменение магнитных характеристик материалов, для чего необходимы исследования при схемах нагружения, не приводящих к возникновению ОН. Одним из таких простых видов нагружения является одноосное растяжение стержневых образцов в области пластических деформаций.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Махутов Н. А.** Прочность и безопасность: фундаментальные и прикладные исследования. Новосибирск: Наука, 2008. 528 с.

2. **Неразрушающий** контроль и диагностика: справочник / Под. ред. В. В. Клюева. М.: Машиностроение, 2005. 656 с.

3. **Работнов Ю. Н.** Механика деформируемого твердого тела: учеб. пособие для вузов. М.: Наука, 1988. 712 с.

4. **Махалов М. С., Блюменштейн В. Ю.** Моделирование остаточных напряжений на стадиях жизненного цикла изделий // Вестник машиностроения. 2014. № 12. С. 21—25.

5. **Паньковский Ю. П.** Аппаратная реализация некоторых магнитных методов неразрушающего контроля // Мир измерений. 2005. № 5. С. 9—12.

УДК 621.833.4

А. Н. ПЕТРОВСКИЙ, канд. техн. наук (НГТУ им. Р. Е. Алексеева, г. Нижний Новгород),
С. В. ВОРОНКОВ (АО ФНПЦ НИИРТ, г. Нижний Новгород), e-mail: eneco@aport.ru

Оптимизация геометрических параметров внецентроидного циклоидального зацепления

Задача оптимизации поставлена как система условий существования и качества зацепления. Решение содержит формулы для расчета независимых геометрических параметров, удовлетворяющих максимальному значению нагрузочной способности. Создана аналитическая система автоматического проектирования зацепления по двум исходным ограничениям: передаточному числу и нагрузке. Результаты оптимизации используются как методика проектного расчета, параметризации и стандартизации внецентроидного циклоидального зацепления.

Ключевые слова: циклоидальное зацепление, удельная нагрузочная способность, оптимизация.

The optimization problem is formulated as a system of existence and quality conditions. The solution contains formulas for analysis of independent geometric parameters, satisfying the maximum value of load capacity. The analytical system of automatic gear design per two initial limitations — reduction ratio and load — is developed. The optimization results are used as methodic of design analysis, parameterization and standardization of non-centroid cycloidal gear.

Keywords: cycloidal gear, specific load capacity, optimization.

Внецентроидное циклоидальное зацепление отличается большими передаточными числами, высокой кинематической точностью, низкими уровнями шума и вибраций. Производители заявляют КПД до 0,95 и перегрузочную способность, которая в 5 раз превосходит передачи с эвольвентным зацеплением. Описание зацепления и проектные рекомендации даны в работах [1—4].

Однако достигнутые результаты не нашли отражения в нормативных документах на расчет и проектирование внецентроидного циклоидального зацепления, что существенно ограничивает его применение. Внедрение нового зацепления в серийные изделия связано с необходимостью убедительного обоснования замены. При этом важно не только установить превосходство нового технического решения, но и предоставить его количественную оценку. В работе [5] представлена методика анализа и обобщенной оценки совершенства механических передач, которая применяется для оптимизации зацеплений, передач и структуры механического привода. В качестве главного критерия качества используется показатель ***удельной нагрузочной способности*** — отношение допустимого вращающего момента к характерному объему зацепления:

$$t = \frac{T_1}{V}, \qquad (1)$$

где t — удельная нагрузочная способность зацепления, МПа; T_1 — допустимый вращающий момент на шестерне, Н · м; V — характерный объем зацепления.

Для внешнего зацепления пары зубчатых колес характерный объем определяется как сумма начальных цилиндров, для внутреннего зацепления — начальным цилиндром внешнего зубчатого колеса.

Критерий удельной нагрузочной способности равен средней энергии упругой деформации, условно воспринимаемой единицей характерного объема на единичном угловом смещении шестерни. Данный критерий универсален и применяется для разнотипных зацеплений.

Он определяется формулой (1) по данным технической характеристики изделия и как главная целевая функция от показателей прочности материалов и геометрических параметров зубчатой пары:

$$t = q\frac{\gamma}{\nu} = q\tau, \qquad (2)$$

где q, γ, ν — автономные целевые функции соответственно допускаемых напряжений, зацепления и структуры; τ — целевая функция формы.

Сравнением расчетных значений, найденных по формулам (1) и (2), устанавливают резервы нагрузочной способности или необходимость снижения нагрузки. Автономные целевые функции определены на непересекающихся множествах параметров и анализируются отдельно.

Функция q допускаемых напряжений содержит параметры механических свойств материалов зубчатых колес и ограничивающие их эмпирические коэффициенты.

Функция γ зацепления содержит безразмерные геометрические параметры зацепления, а функция ν структуры — безразмерные параметры исполнения передачи: передаточные числа, числа ступеней, потоков мощности, промежуточных зубчатых колес [5]. Отношение функций зацеплений и структуры представляет собой функцию τ формы,

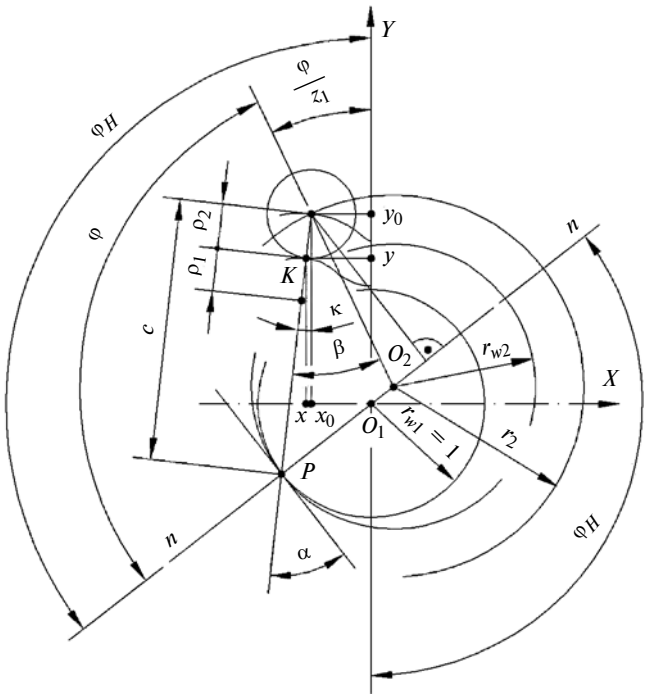


Рис. 1. Схема внецентроидного циклоидального зацепления

которая отражает влияние безразмерных параметров на нагрузочную способность зацепления.

Анализ целевых функций и оптимизация геометрических параметров позволяют повысить нагрузочную способность зацепления, сформировать параметрические ряды и создать аналитические системы автоматического проектирования. В работах [5—7] методика анализа и обобщенной оценки совершенства механических передач применена к эвольвентному зацеплению и зацеплению М. Л. Новикова [8]. В настоящей работе задача оптимизации геометрических параметров поставлена для внецентроидного циклоидального зацепления.

Схема внецентроидного циклоидального зацепления представлена в декартовых координатах XY на рис. 1, где 1 — индекс циклоидальной шестерни; 2 — индекс цевочного колеса; $O_{1,2}$ — оси шестерни и колеса; O_1O_2 — водило; $r_{w1,2}$ — радиусы центроид; r_2 — радиус окружности центров цевок; ρ_1 — радиус кривизны профиля циклоидальной шестерни; ρ_2 — радиус цевки; c — отрезок, соединяющий центр цевки и полюс P зацепления; x_0, y_0 — координаты центра цевки; x, y — координаты начальной точки контакта K; $z_{1,2}$ — числа соответственно выступов шестерни и цевок колеса; α — угол зацепления; β — центральный угол цевки между полюсом и центром цевочного колеса; φ — полюсный угол, определенный как центральный угол колеса между центром цевки и полюсом зацепления; φ_H — угол поворота водила; κ — угол между отрезком c и осью Y.

Передаточное число внецентроидного циклоидального зацепления при неподвижном водиле определяется выражением:

$$u_H = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{z_2}{z_1}. \qquad (3)$$

Для определения параметров зацепления в обобщающем безразмерном виде радиус центроиды циклоидальной шестерни будем рассматривать как масштабный фактор: $r^*_{w1} = 1$, тогда радиус центроиды зубчатого колеса составляет $r^*_{w2} = u_H$, а радиус окружности центров цевок — $r^*_2 = u_H l$, где l — коэффициент внецентроидности [3]. Здесь и далее "*" — индекс линейных величин в новом масштабе.

Профиль шестерни образуется качением центроиды колеса по центроиде шестерни. В движении обката центр цевки описывает удлиненную эпициклоиду, а окружность с радиусом цевки формирует ее эквидистанту. Колесо совершает сложное вращение вокруг осей O_1 и O_2, которое сводится к вращению вокруг полюса P. Из равенства линейных скоростей точки O_2 относительно оси O_1 и полюса P следует выражение для передаточного числа между водилом и зубчатым колесом при неподвижной шестерне:

$$u_{H2} = \frac{u_H}{u_H - 1} = z_2.$$

Из схемы зацепления (см. рис. 1) следует связь полюсного угла и угла поворота водила:

$$\varphi = \frac{\varphi_H}{u_H}.$$

При повороте водила на угол φ_H центр цевки повернется на угол φ/z_1.

Цикл формирования одного выступа шестерни соответствует периоду изменения угла φ от 0 до 2π, а цикл передачи выступом нагрузки — периоду изменения угла φ от 0 до π. Кроме того, полюсный угол φ есть угловая координата центра цевки относительно полюса P и необходим для анализа распределения нагрузки в многопарном зацеплении. С учетом этих особенностей зацепления полюсный угол φ выбран главной независимой переменной в уравнениях профиля и целевых функциях.

Учитывая масштабный фактор, получим соотношения, необходимые для вывода уравнения профиля циклоидальной шестерни:

$$c^* = u_H\sqrt{1 + l^2 - 2l\cos\varphi}; \qquad (4)$$

$$\sin\alpha = \frac{l\cos\varphi - 1}{\sqrt{1 + l^2 - 2l\cos\varphi}}; \qquad (5)$$

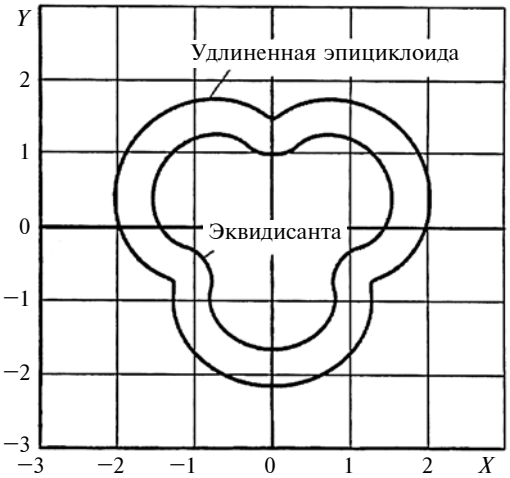


Рис. 2. Удлиненная эпициклоида и ее эквидистанта для шестерни с тремя выступами

$$\cos\alpha = \frac{l\sin\varphi}{\sqrt{1 + l^2 - 2l\cos\varphi}}; \qquad (6)$$

$$\beta = \arcsin\frac{\cos\alpha}{l};$$

$$\kappa = \arcsin\frac{\cos\alpha}{l} - \frac{\varphi}{z_1},$$

и само уравнение в безразмерном параметрическом виде:

$$x^* = \frac{1}{z_1}\left(\sin\frac{z_2}{z_1}\varphi - z_2 l\sin\frac{\varphi}{z_1}\right) - \rho_2^*\sin\kappa; \qquad (7)$$

$$y^* = -\frac{1}{z_1}\left(\cos\frac{z_2}{z_1}\varphi - z_2 l\cos\frac{\varphi}{z_1}\right) - \rho_2^*\cos\kappa. \qquad (8)$$

Уравнение удлиненной эпициклоиды получим из формул (7) и (8) исключением слагаемых, содержащих радиус ρ_2^* цевки:

$$x_0^* = \frac{1}{z_1}\left(\sin\frac{z_2}{z_1}\varphi - z_2 l\sin\frac{\varphi}{z_1}\right);$$

$$y_0^* = -\frac{1}{z_1}\left(\cos\frac{z_2}{z_1}\varphi - z_2 l\cos\frac{\varphi}{z_1}\right).$$

Удлиненная эпициклоида и ее эквидистанта для шестерни с тремя выступами показаны на рис. 2.

Параметрическое уравнение профиля шестерни содержит пять независимых геометрических параметров: z_1, z_2, φ, l, ρ_2^*, которые связаны условиями существования и качества зацепления. Если условия сформулировать в виде системы совместных уравнений и ограничений, число которых достаточно для определения всех параметров, то задача оптимизации будет иметь единственное решение.

В качестве главного критерия качества зацепления рассмотрим удельную нагрузочную способность по контактным напряжениям. Воспользуемся решением Г. Герца для контакта двух упругих цилиндров с параллельными осями [9]:

$$\sigma_H = Z_E\sqrt{\frac{f}{\rho}}; \qquad (9)$$

$$Z_E = \pi^{-\frac{1}{2}}\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_1^2}{E_2}\right)^{-\frac{1}{2}}; \qquad (10)$$

$$\rho = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1 + \rho_2}, \qquad (11)$$

где σ_H — контактное напряжение, МПа; Z_E — коэффициент, учитывающий механические свойства материалов зубчатых колес, МПа^{0,5}; $E_{1,2}$ — модули упругости материалов цевок и шестерни, МПа; ν — коэффициент Пуассона; f — составляющая нагрузки, распределенная по начальной линии контакта, Н/м; ρ — приведенный радиус кривизны сопрягаемых профилей, м.

При известных радиусах центроид и цевки радиус кривизны профиля циклоидальной шестерни удобно определить геометрическим построением Бабилье (рис. 3) или аналитически из уравнения Эйлера и Савари [1]:

$$\frac{1}{r_{w1}} - \frac{1}{r_{w2}} = \left(\frac{1}{\rho_2 + x} + \frac{1}{\rho_1 - x}\right)\sin\alpha, \qquad (12)$$

где x — расстояние от полюса до точки контакта.

Из схемы зацепления (см. рис. 3) и формул (3), (4) и (12) получим:

$$\rho_1 = \rho_0 - \rho_2;$$

$$\rho_0 = \frac{r_{w1}c^{*2}}{c^* - z_2\sin\alpha}, \qquad (13)$$

где ρ_0 — радиус кривизны удлиненной эпициклоиды.

Приводной момент на шестерне определим как сумму моментов от составляющих нагрузки в парах контакта "выступ шестерни — цевка колеса":

$$T_1 = r_{1w}b_w\sum_{i=1}^{n} f_i\cos\alpha_i,$$

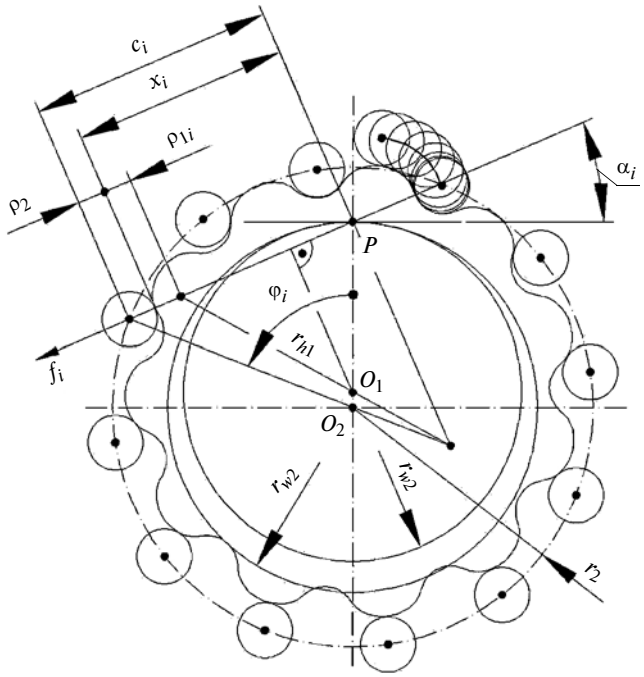


Рис. 3. Схема внецентроидного циклоидального зацепления к выводу целевых функций

где n — число пар контакта; i — порядковый номер пары контакта при отсчете от полюса зацепления; b_w — ширина циклоидальной шестерни.

Из формулы (9) получим составляющую распределенной нагрузки:

$$f_i = \frac{\sigma_{Hi}^2}{Z_E^2}\rho_i; \tag{14}$$

$$T_1 = r_{1w} b_w \sum_{i=1}^{n} \frac{\sigma_{Hi}^2}{Z_E^2}\rho_i \cos\alpha_i. \tag{15}$$

В паре контакта с максимальным напряжением определим его допускаемое значение:

$$[\sigma_H]^2 = \frac{\sigma_{H\,\lim}^2}{K_H S_H^2},$$

где $\sigma_{H\,\lim}$ — предел контактной выносливости материала, МПа; K_H и S_H — сводные коэффициенты соответственно нагрузки и безопасности.

Момент от составляющей нагрузки при максимальном контактном напряжении составит:

$$T_{1\sigma} = \frac{\sigma_{H\,\lim}^2}{K_H S_H^2 Z_H^{*2}} r_{w1} b_w \rho_\sigma \cos\alpha_\sigma,$$

где σ — индекс параметров контакта с максимальным напряжением.

Если известно, какая часть приводного момента приходится на пару контакта с максимальным напряжением, выражение (15) упрощается:

$$T_1 = \frac{\sigma_{H\,\lim}^2 r_{w1} b_w \rho_\sigma \cos\alpha_\sigma}{K_H S_H^2 Z_H^{*2} \chi_\sigma}, \tag{16}$$

где χ_σ — часть приводного момента, воспринимаемая парой контакта с максимальным напряжением.

Характерный объем циклоидального зацепления представим объемом цилиндра, радиус которого равен радиусу $r_2 = l r_{w2}$ окружности центров цевок, а высота равна ширине b_w циклоидальной шестерни:

$$V = \pi u_H^2 l^2 r_{w1}^2 b_w. \tag{17}$$

Из формул (1), (16) и (17) с учетом введенного масштаба $r_{w1} = 1$ получим ***главную целевую функцию***:

$$t = \frac{\sigma_{H\,\lim}^2}{Z_E^2 K_H S_H^2}\left(\frac{\rho_\sigma^* \cos\alpha_\sigma}{\pi u_H^2 l^2 \chi_\sigma}\right), \tag{18}$$

в которой выделим ***функцию допускаемых напряжений***:

$$q = \frac{\sigma_{H\,\lim}^2}{Z_E^2 K_H S_H^2}, \tag{19}$$

и ***функцию формы***:

$$\tau = \frac{\rho_\sigma^* \cos\alpha_\sigma}{\pi u_H^2 l^2 \chi_\sigma}. \tag{20}$$

Передаточное число внецентроидного циклоидального зацепления совпадает с числом цевок колеса или выступов шестерни. Это свойство зацепления не позволяет выделить в главной целевой функции (18) функции зацепления и структуры, как это имело место в анализе эвольвентного зацепления. В данном случае свойства зацепления и свойства структуры характеризуются функцией формы (20).

Для достижения максимальной нагрузочной способности зацепления необходимо установить значения независимых параметров, удовлетворяющие максимальному значению главной целевой функции (18), которое определяется как произведение максимумов автономных целевых функций (19) и (20), заданных на непересекающихся множествах.

Анализ функции (19) допускаемых напряжений связан с экспертным выбором коэффициентов безопасности и нагрузки, что требует досто-

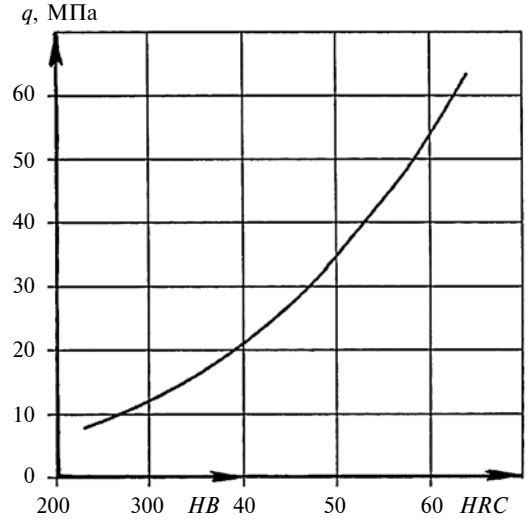


Рис. 4. Зависимость функции *q* допускаемых напряжений от твердости *HB* и *HRC* сопрягаемых поверхностей при $S_{H1,2} = K_{H1,2} = 1$

верных данных об условиях производства и эксплуатации. В этом случае можно воспользоваться рекомендациями и стандартами расчета на контактную прочность эвольвентного зацепления (например, ГОСТ 21354—87). Однако анализ функции (19) целесообразно формализовать посредством вычисления ее значения для серийных изделий и действующих образцов по формуле обратного расчета:

$$q = \frac{T_1 \chi_\sigma}{r_{w1}^2 b_w \rho_\sigma^* \cos\alpha_\sigma}, \qquad (21)$$

полученной из формул (1), (17) и (18).

Функция допускаемых напряжений, рассчитанная по параметрам действующего зацепления, объективно отражает отраслевые требования к его надежности, а также технологические возможности производителя. Накопление значений функции q по серийным изделиям и опытным образцам позволяет увеличить ее значение путем рационального снижения коэффициентов нагрузки и безопасности.

Функции допускаемых напряжений для циклоидального и эвольвентного зацеплений совпадают [5, 6]. На рис. 4 представлена зависимость функции q допускаемых контактных напряжений стальных зубчатых колес от твердости *HB* и *HRC* сопрягаемых поверхностей при $S_{H1,2} = K_{H1,2} = 1$.

Чтобы найти независимые параметры, удовлетворяющие максимальному значению функции (20) формы, сформулируем условия существования и качества зацепления.

1. ***Условие максимального передаточного числа.***

Большие передаточные числа — главное потребительское свойство циклоидального зацепления, которое определяет заказчик. Максимальное передаточное число получим при условии

$$z_2 - z_1 = 1.$$

В этом случае зацепление реализует следующие варианты передаточных чисел: от водила к цевочному колесу при неподвижной шестерне — $u_{H1} = z_2$; от водила к циклоидальной шестерне при неподвижном цевочном колесе — $u_{H2} = -z_1$; от циклоидальной шестерни к цевочному колесу при неподвижном водиле — $u_{H2} = z_2/z_1$. Таким образом, независимые параметры $z_{1,2}$ в задаче оптимизации следует рассматривать как исходные ограничения.

2. ***Условие существования сопрягаемого профиля циклоидальной шестерни.***

Сопрягаемый профиль циклоидальной шестерни формируется как эквидистанта удлиненной эпициклоиды на ее внутренней стороне посредством семейства окружностей с радиусом ρ_2 цевки (см. рис. 1—3). Следовательно, радиус цевки не может превышать радиус кривизны эпициклоиды, а сопрягаемый профиль существует при условии

$$\rho_2^* \leqslant k\rho_0^* = k\frac{c^{*2}}{c^* - z_2 \sin\alpha_\sigma}, \qquad (22)$$

где k — независимый безразмерный параметр из интервала (0; 1), который определяет радиус цевки как часть радиуса кривизны удлиненной эпициклоиды.

3. ***Условие максимального приведенного радиуса кривизны.***

С учетом формулы (22) радиус кривизны профиля шестерни составит $(1 - k)$ от радиуса кривизны удлиненной эпициклоиды, а формула (11) для приведенного радиуса кривизны в паре контакта с максимальным напряжением примет вид:

$$\rho_\sigma^* = (k - k^2)\rho_{0\sigma}^*. \qquad (23)$$

Формула (23) содержит элементарную квадратичную функцию независимого параметра k, которая имеет максимальные значения при $k = 0{,}5$, которое является решением задачи оптимального деления радиуса кривизны удлиненной эпициклоиды между цевкой и сопрягаемым профилем:

$$\rho_{2\sigma}^* = \rho_{1\sigma}^* = 0{,}5\rho_{0\sigma}^*. \qquad (24)$$

При таком выборе радиусов кривизны сопрягаемых профилей приведенный радиус кривизны будет иметь максимальное значение

$$\rho_\sigma^* = 0{,}25\rho_{0\sigma}^* \qquad (25)$$

и обеспечит максимальное значение функции (20).

4. ***Условие определения пары контакта с максимальным напряжением.***

Максимальное контактное напряжение возникает на образующей рабочей поверхности циклоидальной шестерни с минимальным радиусом кривизны, где согласно выражениям (24) и (25) радиус кривизны удлиненной эпициклоиды также должен иметь минимальное значение. Условие минимального радиуса кривизны эпициклоиды следует из равенства нулю первой производной функции (13):

$$\frac{\mathrm{d}\rho_0^*}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}\varphi}\left(\frac{c^{*2}}{c^* - z_2\sin\alpha}\right) = 0.$$

После дифференцирования с учетом формул (4) и (5) получим полюсный угол для минимального радиуса кривизны профиля циклоидальной шестерни:

$$\varphi_\sigma = \arccos\frac{1 + 2z_1 - (z_1 - 1)l^2}{(z_1 + 2)l}. \qquad (26)$$

Из выражений (4)—(6), (26) и (13) получим минимальный радиус кривизны эпициклоиды:

$$\rho_{0\sigma}^* = c_\sigma\frac{3}{z_1 + 2} = \frac{3(z_1 + 1)\sqrt{3z_1(l^2 - 1)}}{z_1(z_1 + 2)^{3/2}}. \qquad (27)$$

С учетом формул (24) и (25) радиус цевки и минимальный радиус кривизны профиля шестерни

$$\rho_{2\sigma}^* = \rho_{1\sigma}^* = \frac{3(z_1 + 1)\sqrt{3z_1(l^2 - 1)}}{2z_1(z_1 + 2)^{3/2}}. \qquad (28)$$

Минимальный приведенный радиус кривизны составит:

$$\rho_\sigma^* = \frac{3(z_1 + 1)\sqrt{3z_1(l^2 - 1)}}{4z_1(z_1 + 2)^{3/2}}.$$

5. ***Условие максимума целевой функции зацепления по параметру l.***

Применив выражения (6), (25) и (27), представим целевую функцию (20) в независимых параметрах:

$$\tau = \frac{3\sin\varphi_\sigma}{4\pi u_H l\chi(z_1 + 2)}. \qquad (29)$$

В паре контакта с максимальным напряжением функция зацепления теперь определена одним независимым переменным — коэффициентом l внецентроидности. Условие максимума функции (29) следует из равенства нулю ее первой производной:

$$\frac{\mathrm{d}\tau}{\mathrm{d}l} = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}l}\left(\frac{\sin\varphi_\sigma}{(z_1 + 2)l\chi_\sigma}\right) = 0.$$

После дифференцирования с учетом формулы (26) получим формулу для коэффициента внецентроидности, который удовлетворяет максимальному значению функции (29):

$$l_\sigma = \frac{(2z_1 + 1)\sqrt{2}}{\sqrt{(2z_1 + 1)^2 + (z_1 - 1)^2}}. \qquad (30)$$

6. ***Условие распределения нагрузки.***

В определении части приводного момента χ_σ, воспринимаемой в паре контакта с максимальным напряжением, необходимо учитывать статически-неопределимый характер распределения нагрузки между множеством пар цевок и выступов шестерни. В работе [2] представлена методика расчета составляющих нагрузки в зацеплении с цевками, установленными на осях с двумя опорами, из условия, что распределение нагрузки зависит от деформаций изгиба осей, а нелинейные контактные деформации исключают как малозначительные. Однако в современных конструкциях циклоидального зацепления часто используют цевки-ролики, установленные в пазах корпуса. В такой более жесткой конструкции составляющие нагрузки определяются контактными деформациями, что требует уточнения методики.

Воспользуемся формулами теории контактных деформаций [10] для двух упругих цилиндров с параллельными осями:

$$\delta_i = \frac{2f_i}{\pi}\left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}\right)\ln\left(\frac{9\rho_{1i}\rho_2}{b_{\delta i}^2}\right); \qquad (31)$$

$$b_{\delta i} = 2\sqrt{\left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_1^2}{E_2}\right)f_i\frac{\rho_{1i}\rho_2}{\pi(\rho_{1i} + \rho_2)}}, \qquad (32)$$

где δ_i — деформация сближения тел в контакте; $b_{\delta i}$ — полуширина полоски контакта.

Если при неподвижном цевочном колесе к циклоидальной шестерне приложить вращающий момент, то в результате деформации она повернется на некоторый угол, а сближение в парах контакта можно выразить формулой

$$\delta_i = r_{1hi}\Delta, \qquad (33)$$

где Δ — угол поворота шестерни, одинаковый для всех зон контакта, рад.

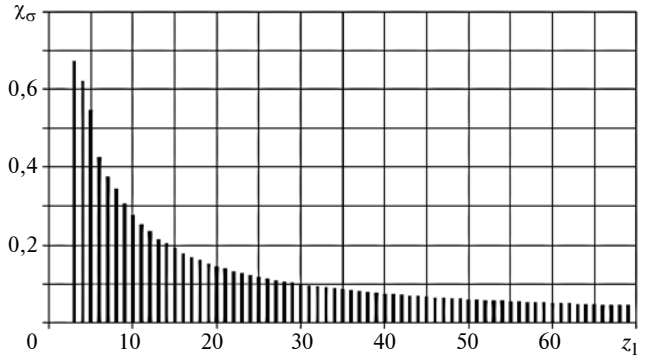


Рис. 5. Часть приводного момента, воспринимаемая в паре контакта с максимальным напряжением

Из выражений (9)—(11), (14), (31)—(33) с учетом масштаба $r_{w1} = 1$ получим систему из n уравнений вида

$$\Delta = \frac{4\sigma_i^2\rho_i^*}{\pi^2 Z_E^4 \cos\alpha_i} \ln\left(\frac{3\pi Z_E^2}{2\sigma_i}\left(\frac{\rho_{0i}^*}{\rho_i^*}\right)^{\frac{1}{2}}\right). \quad (34)$$

Угол Δ определим по параметрам пары контакта с максимальным напряжением:

$$\Delta = \frac{\sigma_\sigma^2\rho_{0\sigma}^*}{\pi^2 Z_E^4 \cos\alpha_\sigma} \ln\left(\frac{3\pi Z_E^2}{\sigma_\sigma}\right), \quad (35)$$

что позволит решить все уравнения системы относительно σ_i и получить из формул (15) и (16) формулу для части приводного момента, воспринимаемого в паре контакта с максимальным напряжением:

$$\chi_\sigma = \frac{\sigma_\sigma^2\rho_\sigma^*\cos\alpha_\sigma}{\sum\limits_{i=1}^{n}\sigma_i^2\rho_i^*\cos\alpha_i}, \quad (36)$$

и гистограмму (рис. 5).

Чтобы решать систему уравнений (34), надо определить число n пар контакта и полюсные углы φ_i. Последние отличаются от полюсного угла φ_σ [см. (26)] на величины, кратные угловому шагу цевок:

$$\theta = \frac{2\pi}{z_1 + 1} = \frac{2\pi}{z_2}.$$

Угол φ_σ содержит число угловых шагов

$$s_\sigma = \frac{(z_1 + 1)\varphi_\sigma}{2\pi} = [s_\sigma] + \{s_\sigma\},$$

где $[s_\sigma]$ и $\{s_\sigma\}$ — целая и дробная части числа.

Пара контакта с максимальным напряжением при отсчете от полюса будет иметь номер, определяемый как

$$i_\sigma = [s_\sigma] + 1.$$

Полюсные углы цевок в момент максимального напряжения на i_σ-й цевке определяются формулой

$$\varphi_i = i\theta + \{s_\sigma\}\theta,$$

а число пар контакта — целой частью числа:

$$n = \left[\frac{z_1 + 1}{2} - \{s_\sigma\} + 1\right],$$

которое для четного числа z_2 цевок равно $0{,}5z_2$, а для нечетного числа — $0{,}5(z_2 \pm 1)$, при этом знак "+" имеет место при $\{s_\sigma\} < 0{,}5$, а знак "–" — при $\{s_\sigma\} > 0{,}5$.

По формулам (24), (26), (30) и (36) определим независимые безразмерные параметры: φ_σ, ρ_2^*, l_σ и χ_σ, удовлетворяющие максимальному значению целевой функции формы. Все параметры являются функциями одного аргумента — числа z_1 выступов циклоидальной шестерни, и имеют асимптотический характер (рис. 6).

С ростом числа z_1 зубьев квадрат коэффициента внецентроидности асимптотически приближается к 1,6, совпадая до второго знака с отношением золотого сечения. Коэффициент l и полюсный угол φ_σ изменяются в узком интервале соответственно над и под общей асимптотой ≈1,265. График изменения радиусов кривизны асимптотически приближается к оси абсцисс. На рис. 6 показано изменение полюсного угла $\varphi = \arccos(1/l)$, при котором угол зацепления $\alpha = 0$, а плечо составляющей нагрузки имеет максимальное значение.

Эффективность оптимизации иллюстрируют функции формы, представленные на рис. 7, которые

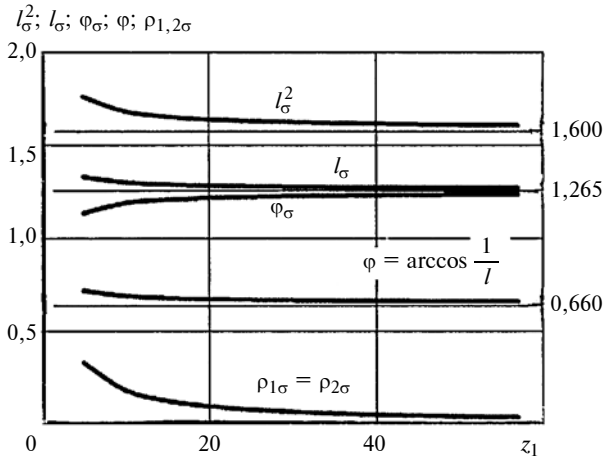


Рис. 6. Графики оптимизированных параметров

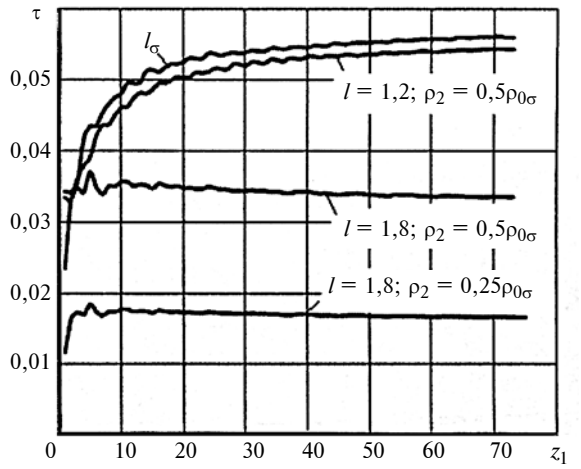


Рис. 7. Функции τ формы при разных значениях *l* и ρ_2

отражают влияние нечетных чисел цевок на число мест контакта и распределение нагрузки и показывают область возможного снижения нагрузочной способности зацепления при выборе коэффициента l внецентроидности из интервала (1,2; 1,8). Последний соответствует интервалу (0,15; 0,5) коэффициента x коррекции, рекомендуемому известными методиками. Графики функций формы для $l \neq l_\sigma$ располагаются ниже графика оптимизированного параметра l_σ. Если радиусы цевок отклоняются от $0{,}5\rho^*_{0\sigma}$, значение целевой функции снижается до значений, меньших 0,02, а возможная нагрузочная способность снижается вдвое.

Решением задачи оптимизации внецентроидного циклоидального зацепления установлены формулы для расчета геометрических параметров, удовлетворяющих максимальному значению удельной нагрузочной способности. Решение обеспечивает разработку зацепления по двум исходным ограничениям: передаточному числу u_{H2} или u_{H1} и приводному моменту T_1, что исключает неопределенность известных конструктивных рекомендаций и реализует идею аналитического проектирования [5].

Последовательность проектного расчета оптимизированного зацепления:

1) вычисление функции q допускаемых напряжений по формулам (19) и/или (21);

2) вычисление параметров φ_σ, $\rho^*_{2\sigma}$, $\rho^*_{0\sigma}$, l_σ по формулам (26)—(28), (30);

3) определение части приводного момента χ_σ по формулам (31)—(26) или рис. 5;

4) вычисление функции τ формы по формуле (29);

5) вычисление показателя t удельной нагрузочной способности по формуле (2);

6) вычисление характерного объема V зацепления по формуле (1);

7) вычисление произведения $r^2_{w1}\, b_w$ по формуле (17);

8) для ряда стандартных роликов формирование параметрических массивов: $[\rho_j \times b_j;\ r_{w1j}]$, где

$$r_{w1j} = \frac{1}{\rho^*_{2\sigma}} \sqrt{\frac{r^2_{w1} b_w}{b_j}},$$

(j — номер варианта зацепления и номер параметров стандартного ролика);

9) выбор из массива $[\rho_j \times b_j;\ r_{w1j}]$ варианта, наиболее удовлетворяющего условиям компоновки.

Таким образом, оптимизацией внецентроидного циклоидального зацепления получены формулы для геометрических параметров, удовлетворяющих максимальной удельной нагрузочной способности. При этом были исключены неопределенности выбора независимых параметров, что позволило создать аналитическую систему автоматического проектирования зацепления по двум исходным ограничениям — передаточному числу и нагрузке.

Решение поставленной задачи обеспечивает дальнейшие параметризацию и стандартизацию внецентроидного циклоидального зацепления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Литвин Ф. Л.** Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука, 1968. 584 с.
2. **Кудрявцев В. Н.** Планетарные передачи. М., Л.: 1986. 308 с.
3. **Алипиев О. Л.** Геометрия и формообразуване на епи- и хипоциклоидни колела от коригираницикло-предавки: Дис. ... д-ра техн. наук. Русе, 1990. 208 с.
4. **Киреев С. О.** Теоретические основы методов анализа и синтеза планетарных механизмов с внецентроидным внутренним цевочным зацеплением: Дис. ... д-ра техн. наук. Новочеркасск: Южно-рус. гос. техн. универ. 2002. 441 с.
5. **Попов П. К., Андриенко Л. А., Петровский А. Н.** Обобщенная оценка совершенства механических передач // Справочник. Инженерный журнал. 2009. № 7. С. 20—31; № 8. С. 6—12.
6. **Петровский А. Н.** Конструктивно-технологическая оптимизация геометрических параметров эвольвентного зацепления // Вестник машиностроения. 2012. № 3. С. 41—49.
7. **Петровский А. Н.** Конструктивно-технологическая оптимизация зацепления Новикова. Критерий, целевые функции, параметры // Вестник машиностроения. 2014. № 5. С. 3—9.
8. **Петровский А. Н.** Конструктивно-технологическая оптимизация зацепления Новикова. Условия существования и качества зацепления. Численное решение // Вестник машиностроения. 2014. № 7. С. 3—11.
9. **Тимошенко С. П., Гудьер Дж.** Теория упругости / Пер. с англ.; под ред. Г. С. Шапиро. М: Наука, 1979. 560 с.
10. **Прочность**, устойчивость, колебания: Справочник / Под ред. И. А. Биргера, Я. Г. Пановко. М.: Машиностроение, 1968. 463 с.

УДК 620.22-419.8.027

А. С. ЗУЕВ (ПАО НПО "Искра", г. Пермь), e-mail: zas610@iskra.perm.ru

Изготовление оправок методом намотки для изделий из композиционных материалов

Рассматриваются особенности изготовления формообразующих песчано-полимерных оправок разных конструкций для изделий из композиционных материалов методом намотки.

Ключевые слова: оправка, намотка, композиционный материал, технологическое оснащение.

The features of manufacture of forming sand-polymer mandrels of different structures for products from composite materials by coil-processing method are considered.

Keywords: mandrel, coil-processing, composite material, manufacturing equipment.

В НПО "Искра" ведутся прикладные научно-исследовательские работы по изготовлению ракетных двигателей разных габаритных размеров из полимерных композиционных материалов (ПКМ) методом намотки.

Основной составляющей средств технологического оснащения для производства изделий из ПКМ является специальная формообразующая оправка. Оправки изготовляют из металла, пластика, керамики или сочетания материалов [1]. Больше всего используют цельные (металлические, деревянные), разборные (металлические) и разрушаемые (песчано-полимерные, гипсовые) оправки.

Оправка должна быть прочной и легко удаляться из готового изделия. Выбор материала оправок, а следовательно, и конструкция зависит в основном от способа съема готового изделия. Материал должен обеспечивать допустимую точность размеров изделия, выдерживать температуру отверждения и высокие разрушающие нагрузки при натяжении во время намотки. Специалисты НПО "Искра", исходя из требуемых условий изготовления изделий, спроектировали разборную металлическую оправку (рис. 1).

Отказ от применения в конструкции оправки секторов позволил решить вопросы качества внутренних поверхностей изделий, обеспечить безопасность при работе и разборке, значительно сократить цикл изготовления изделия в результате уменьшения времени сборки оправки [2].

В НПО "Искра" применяют, как правило, разрушаемые песчано-полимерные оправки, которые позволяют изготовлять изделия с двумя небольшими полярными отверстиями (типа "кокон") и формировать узлы стыка из армирующего компонента. Оправки обеспечивают требования конструкторской документации, предъявляемые к внутренней поверхности изделия, устойчивы к нагрузкам, действующим от спиральных и кольцевых слоев во время намотки и полимеризации.

На базовый вал *1* устанавливают отформованные элементы *2* из песчано-полимерной массы (ППМ), которые склеивают между собой (рис. 2). Состав ППМ: песок, поливиниловый спирт, молотый пылевидный кварц (кварцевая пыль).

При изготовлении песчано-полимерных оправок учитывают следующее:

песок для ППМ не должен иметь влажность более 1 % и комков размерами более 2×2 мм;

элементы должны формоваться в помещении с температурой 15÷35 °С. Время между укладкой порции смеси в форму и ее уплотнением строго регламентируется и не должно превышать 10 мин;

при прерывании формования каждый элемент из ППМ необходимо предохранять от высыхания, при этом полное время использования ППМ с момента приготовления до окончания формования не должно превышать 5 ч;

время выдержки элементов с момента окончания формования до загрузки в печь не должно превышать 24 ч;

средний предел прочности материала при сжатии не менее 30 МПа при температуре 20 °С;

на рабочих поверхностях металлической части оправки, на посадочных местах держателей фланцев и втулок элементов не допускаются повреждения, натеки смолы и другие дефекты;

комплектующие и детали оправки должны быть из одного комплекта;

элементы должны хранится в отапливаемом помещении при относительной влажности воздуха не более 80 % и температуре 15÷35 °С;

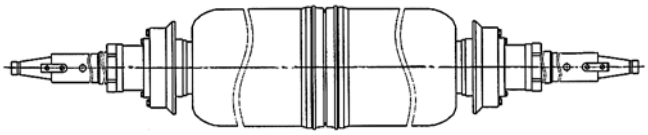


Рис. 1. Металлическая оправка

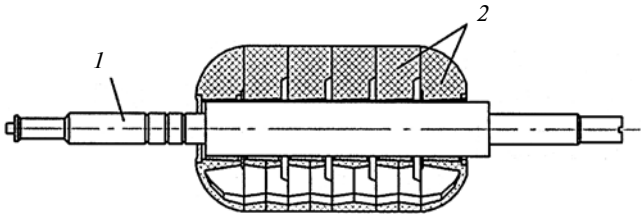


Рис. 2. Песчано-полимерная оправка

УДК 621.357.7

Ю. Р. КОПЫЛОВ, д-р техн. наук (Воронежский ГТУ), e-mail: urkopulov@mail.ru

Свойства электрогальваномеханических стальных толстослойных покрытий

Исследованы свойства стальных толстослойных покрытий, наносимых на детали электрогальваномеханическим осаждением при разных режимах в проточном электролите на основе хлористого железа.

Ключевые слова: электрогальваника, осаждение, механическое воздействие, упрочнение, железнение, сталь, восстановление деталей.

The properties of steel thick-walled coatings, applied on parts by electrogalvanic mechanical deposition at different modes in spilling electrolyte on the base of iron chloride are investigated.

Keywords: electrogalvanics, deposition, mechanical action, hardening, ironing, steel, parts restoration.

В настоящее время актуальным является восстановление крупногабаритных дорогостоящих изношенных деталей с остаточным ресурсом по сопротивлению усталости, в частности, судовых и тепловозных мощных дизелей.

Капитальный ремонт изношенных коленчатых валов длиной 4÷5 м и более с диаметром шеек 190÷240 мм показал, что 50÷65 % валов имеют износ шеек 0,5÷0,7 мм и радиальное биение шеек до 0,4 мм; 15÷20 % — имеют износ 1,5÷1,7 мм; остальные валы имеют неустранимые дефекты. Толщина азотированного слоя составляет 0,45÷0,6 мм. С учетом припуска 0,3÷0,4 мм на шлифование толщина наносимого металла при восстановлении должна составлять 1,2÷1,5 мм на сторону при отсутствии теплового воздействия и коробления. При тепловом короблении, большой толщине дефектного слоя и значительной шероховатости, которые характерны для наплавки, напыления и электродуговой металлизации, толщина наносимого металла должна составлять 2÷3,5 мм, что снижает прочность. Стоимость коленчатого вала составляет более 10÷12 % стоимости всего двигателя, а с учетом стоимости кривошипно-шатунного механизма и цилиндровой группы она достигает 30÷36 %. При общих затратах на восстановление не более 40÷60 % стоимости новых деталей актуально восстановление изношенных крупногабаритных деталей путем нанесения толстого слоя металла.

Цель исследования — показать возможность нанесения на крупногабаритные детали износостойкого стального покрытия большой толщины с требуемыми физико-механическими свойствами без теплового воздействия и коробления при минимальном припуске на шлифование.

Исследования проводили на экспериментальной установке (рис. 1). В контейнер *3*, заполнен-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 36)

срок хранения элементов — не более 180 суток со дня изготовления. Установлено, что более длительное хранение снижает предел прочности.

При сборке оправок толщину клеевого шва между элементами не регламентировали, что привело к неоднородности конструкции оправки, снижению ее прочности и, как следствие, появлению трещин на клеевом шве.

Длительность сборки, обусловленная технологическим процессом, приводит к колебаниям длины и диаметра оправок в пределах допуска на изготовление, что рассматривалось как предпосылка к ухудшению параметров и стало основанием для отказа от производства оправок.

Специалисты НПО "Искра" установили причинно-следственные связи между влажностью воздуха в помещении и колебанием размеров оправок и по результатам анализа статистических данных приняли меры, исключающие эти недостатки:

определили оптимальную толщину клеевого шва между элементами оправки, которая не должна превышать 2 мм;

перед приклейкой последнего элемента и последующей механической обработкой оправки провели термостабилизацию (термостатирование) в печи с выдержкой 24 ч при температуре 90 °С;

ограничили период с момента окончания режима термостабилизации до момента нанесения на оправку разделительного слоя.

Принятые меры позволили стабилизировать длину и диаметр песчано-полимерных оправок.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Особенности** разработки средств технологического оснащения для производства изделий из полимерно-композиционных материалов методом намотки / Г. И. Шайдурова, А. С. Зуев, А. Ю. Емашев, В. Е. Антипин // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2014. № 36. С. 64—76.

2. **Зуев А. С.** Металлическая оправка для производства изделий из полимерных композиционных материалов методом намотки // Наука и технология. Материалы XXXV Всероссийской конф., посвященной 70-летию Победы. Т. 5. М.: РАН, 2015. 12. 15 с.

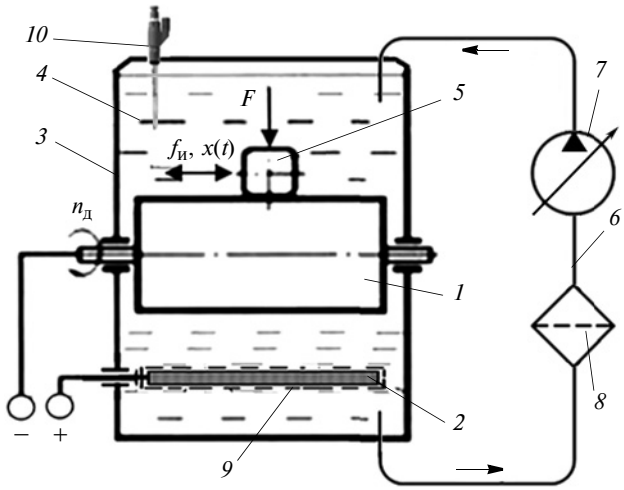


Рис. 1. Схема установки для электрогальваномеханического осаждения:
1 — деталь; *2* — пластина; *3* — контейнер; *4* — электролит; *5* — выглаживающий инструмент; *6* — трубопровод; *7* — насос; *8* — фильтр; *9* — чехол анода; *10* — термометр

ный проточным электролитом *4*, помещали восстанавливаемую цилиндрическую деталь *1* (катод) и пластины *2* (анод). По поверхности вращающейся детали *1* в процессе осаждения перемещается токонепроводящий выглаживающий инструмент *5*, на который действует нормированная сила *F* прижатия. Деталь *1* вращается с частотой $n_д$, выглаживающий инструмент совершает возвратно-поступательные перемещения с частотой $f_и$ и амплитудой $x(t)$. Осаждение осуществляется в контейнере *3* в проточном электролите *4*, который подается и сливается по трубопроводу *6* через фильтр *8* с помощью насоса *7*. Анод помещен в чехол *9* из пористой кислотостойкой ткани. Деталь подключена к минусовой, а пластины — к плюсовой клеммам источника постоянного напряжения $U = 12$ В.

Исследовали три режима осаждения в электролите на основе хлористого железа.

В режиме 1 электрогальваническое осаждение выполняли без механического воздействия и без вращения детали при постоянном напряжении $U = 12$ В и фиксированной катодной плотности тока $I_к = 500 \div 3500$ А/м^2.

В режиме 2 электрогальваническое осаждение выполняли без механического воздействия при частоте вращения детали $n_д = 20 \div 60$ мин$^{-1}$ в проточном электролите при $U = 12$ В и $I_к = 500 \div 3500$ А/м^2.

В режиме 3 электрогальваномеханическое осаждение выполняли с нормированным послойным силовым воздействием *F* инструмента на осажденные слои при окружной скорости детали $v_д = 0{,}5 \div 0{,}8$ м/с, частоте инструмента $f_и = 0{,}3 \div 1$ с$^{-1}$, давлении инструмента $p_и = 1 \div 5$ МПа и $I_к = 1000 \div 3500$ А/м^2.

Использовали электролит [2], содержащий 350 кг/м^2 хлористого железа $FeCl_2 \cdot 4H_2O$ и соляную кислоту HCl с кислотностью pH = 1. Деталь и пластины изготовлены из стали 30. Наружный диаметр детали — 100 мм, внутренний диаметр — 90 мм, длина — 100 мм. Твердость поверхности детали до осаждения — 145÷155 *HV*; параметр шероховатости $Ra = 1{,}25$ мкм. Отношение площадей анода (пластины) и катода (детали) $S_а/S_к = 2/1$. Расстояние между анодом и катодом — 50 мм. Температура электролита — 40÷60 °С.

Результаты исследований

Толщину осажденного слоя стали измеряли микрометром МКЦ 100-125. Максимальную толщину $h_{max} = 0{,}51$ мм получили в режиме 1 при $I_к = 2500$ А/м^2. Осаждение осуществляли с замедлением, через 240 мин процесс приостанавливали из-за образования на поверхности не проводящих тока веществ и водорода (рис. 2). Осажденный слой имел значительную пористость. При осаждении в режиме 2 получили $h_{max} = 1{,}24$ мм при $I_к = 2500$ А/м^2. В режиме 3 получили $h_{max} = 2{,}12$ мм при $I_к = = 2500$ А/м^2, $v_д = 0{,}6$ м/с, $f_и = 0{,}7$ с$^{-1}$ и $p_и = 2$ МПа. Осаждение осуществляли в течение 480 мин при скорости 0,287 мм/ч (см. рис. 2).

Шероховатость осажденного слоя измеряли профилографом. В режиме 1 параметр шероховатости составил $Rz = 125 \div 250$ мкм. При этом на поверхности детали вследствие концентрации пузырьков водорода образовались раковины. Из-за значительной шероховатости и большой толщины дефектного слоя назначались максимальные припуски на шлифование. Осаждение проводили с замедлением, через 240 мин процесс приостанавливали из-за образования на поверхности слоя не проводящих тока веществ и водорода (рис. 3). Осажденный слой имел значительную пористость. В режиме 2 получили параметр шероховатости слоя $Rz = 50 \div 100$ мкм (см. рис. 3). В режиме 3 по-

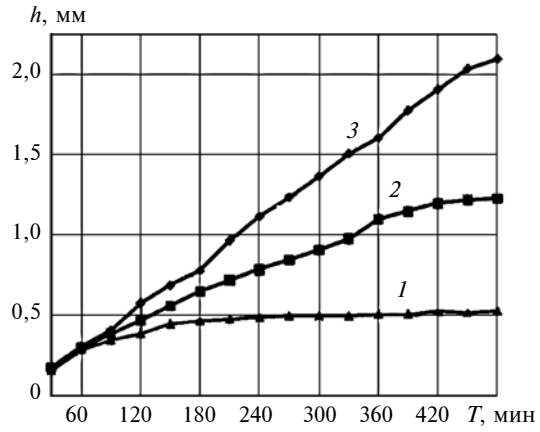


Рис. 2. Зависимости толщины *h* восстановленного слоя от времени *T* осаждения:
1 — режим 1, $h_{max} = 0{,}51$ мм; *2* — режим 2, $h_{max} = 1{,}24$ мм; *3* — режим 3, $h_{max} = 2{,}12$ мм

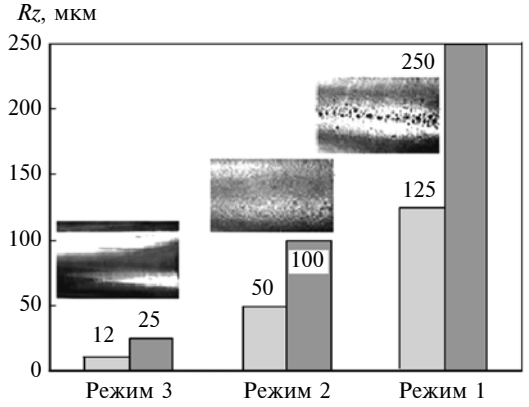


Рис. 3. Параметр *Rz* шероховатости поверхностного слоя стали при разных режимах осаждения

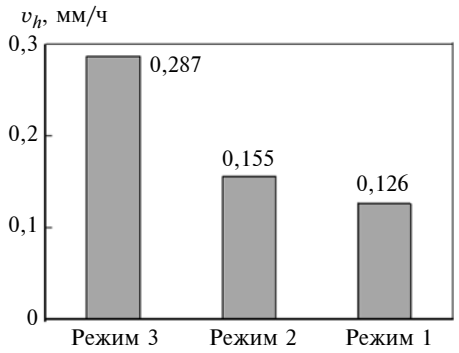


Рис. 4. Скорость осаждения стали при разных режимах

лучили Rz = 12÷25 мкм при большой толщине слоя (h_{max} = 2,12 мм) и скорости осаждения 0,287 мм/ч. В связи с незначительной шероховатостью припуск на шлифование был минимальным (см. рис. 3).

Скорость осаждения характеризует производительность процесса и определяется отношением максимальной толщины осажденного слоя ко времени до приостановки процесса, т. е. $v_h = h_{max}/T_{max}$. В режиме 1 получили v_h = 0,126 мм/ч (рис. 4) при небольшой толщине слоя (h_{max} = 0,51 мм). В режиме 2 получили v_h = 0,155 мм/ч при h_{max} = 1,24 мм. В режиме 3 при вращении детали в электролите и механическом воздействии инструмента с нормированным давлением получили v_h = 0,287 мм/ч при толщине осажденного слоя h_{max} = 2,12 мм (см. рис. 4).

Производительность процесса осаждения характеризуется также выходом по току — отношением массы при фактическом и теоретическом массопереносе [1]:

$$B_m = (h\rho/cI_к T)100, \ \%$$

где h и ρ — толщина (м) и плотность (кг/м^3) осажденного слоя; c — электрохимический эквивалент железа, г/(А·ч); T — время электролиза, ч.

Выход по току возрастает с увеличением катодной плотности тока и, достигнув максимума при $I_к$ = 2500 А/м^2, снижается. На выход по току большое влияние оказывает также давление инструмента, при повышении которого поверхность очищается от окислов и улучшаются условия осаждения. В то же время повышенное давление затрудняет формирование и рост зародышей осаждаемого металла. Выход по току с увеличением скорости инструмента изменяется мало. Наибольший выход по току (B_m = 91 %) получен в режиме 3 при $I_к$ = 3500 А/м^2, p = 1,5 МПа и $f_и$ = 0,5 с$^{-1}$.

При электрогальваномеханическом осаждении стали в режиме 3 получили слой, содержащий 0,086 % С при его исходном содержании 0,225 %. Содержание водорода в осажденном слое составило 0,0043 % при исходном — 0,0042 %. Содержание серы составило 0,002 % при исходном — 0,009 %. При электрогальваническом осаждении в режиме 1 содержание водорода в слое значительно выше — 0,057 %, также больше содержание других вредных примесей, дефектный слой имеет значительную толщину, что снижает его прочностные свойства.

Структура осажденного слоя определяется: количеством, размерами, формой и распределением разных фаз, наличием неметаллических включений. В режиме 1 получили выраженную слоистую структуру с размерами зерен 100÷0,01 мкм. В режиме 3 получили однородную структуру с ультрадисперсными размерами зерен 0,1÷0,001 мкм и меньше. При нормированном механическом воздействии увеличивается число центров кристаллизации, измельчается зерно, удаляются вредные осаждения, структура становится более однородной. Структуру покрытий исследовали с помощью растрового электронного и металлографического микроскопов.

Микротвердость осажденного слоя измеряли по способу Виккерса. В режиме 3 в зависимости от давления и плотности тока получили микротвердость 500÷750 *HV*. При повышении давления инструмента на осажденные слои с 1 до 5 МПа микротвердость увеличивается на 17÷20 %. При повышении плотности катодного тока с 1500 до 3500 А/м^2 микротвердость осажденного слоя увеличивается на 12÷15 %. При повышении скорости периодических перемещений инструмента по осаждаемому слою с 0,5 до 1 с$^{-1}$ микротвердость увеличивается на 16÷18 %.

Прочность сцепления осажденного металла с основой — один из важных и труднодостижимых прочностных параметров, обеспечивающих надежную работу восстановленных деталей. Наибольшая прочность $\sigma_{сц}$ = 201÷247 МПа сцепления осажденного металла с материалом детали, полученная в режиме 3, объясняется тем, что электрохимическое анодное травление и декапирование выполняются в контейнере без доступа воздуха перед началом разгонного режима. В режиме 2 получили прочность сцепления $\sigma_{сц}$ = 76÷93 МПа. Наимень-

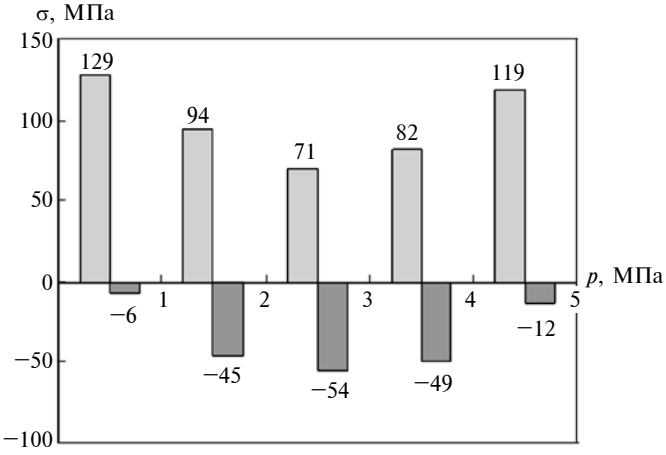


Рис. 5. Зависимости растягивающих ($I_к$ = 3500 А/м^2) и сжимающих ($I_к$ = 1500 А/мм^2) остаточных напряжений σ в осажденных слоях от давления *p* инструмента

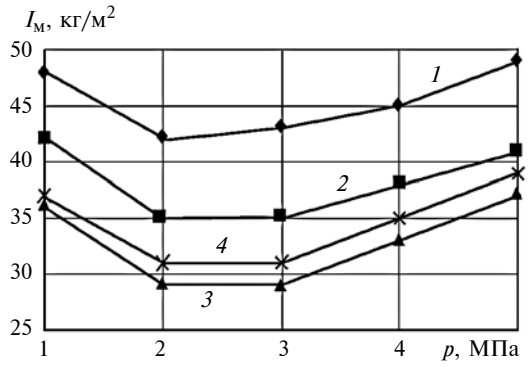


Рис. 6. Зависимости износа $I_м$ осажденного стального слоя от давления *p* инструмента и плотности тока $I_к$ = 1500 (*1*), 2000 (*2*), 2500 (*3*) и 3500 А/м^2 (*4*)

шую прочность сцепления ($\sigma_{сц}$ = 38÷57 МПа) получили в режиме 1. Прочность сцепления на отрыв определяли по методу Олларда—Мелкова.

Остаточные напряжения σ первого рода в осажденном слое определяли методом Давиденкова. В режиме 3 при повышении давления инструмента напряжения σ сначала снижаются, достигают минимума при $p \approx 3$ МПа, затем немного возрастают (рис. 5); при $I_к > 2500$ А/м^2 формируются растягивающие остаточные напряжения σ = 70÷130 МПа, которые при $I_к < 2500$ А/м^2 переходят в сжимающие σ = −(5÷60) МПа. При повышении давления условия осаждения улучшаются в результате удаления вредных примесей, в то же время в результате трения ухудшаются условия зарождения и роста зародышей осаждения. С увеличением катодной плотности тока интенсивность роста остаточных напряжений снижается. С повышением скорости инструмента растягивающие остаточные напряжения в слое снижаются и при определенных условиях переходят в сжимающие. Интенсивность снижения остаточных напряжений с повышением скорости инструмента замедляется.

Износ $I_м$ осажденного слоя определяли по массе износа единицы площади восстановленного слоя за единицу пути трения. Износ измеряли на машине трения СМЦ-2. Износ $I_м$ слоя уменьшается с увеличением плотности тока до $I_к$ = 3000 А/м^2, а затем вновь увеличивается. Наиболее износостойкие слои образуются в режиме 3 при $I_к$ = = 1000÷2000 А/м^2 и p = 2÷3 МПа (рис. 6).

При частоте перемещения инструмента до $f_и \approx 0{,}5$ с$^{-1}$ износ осажденного слоя уменьшается, а затем увеличивается. Наиболее износостойкие слои получили в режиме 3 при $f_и$ = 0,4÷0,7 с$^{-1}$, $I_к$ = 2500 А/м^2 и p = 2,5 МПа (см. рис. 6).

Выводы

Наиболее качественное электрогальваномеханическое осаждение стали в проточном электролите получили по режиму 3 при вращении детали, нормированных усилии прижатия и скорости инструмента. Осажденный слой имеет большую толщину, квазикристаллическую мелкозернистую упрочненную структуру и повышенную износостойкость [4].

Электрогальваномеханическое осаждение стали реализуется без теплового воздействия и обеспечивает требуемую толщину, высокую микротвердость, небольшую шероховатость восстановленного слоя и удовлетворительную прочность сцепления с основным материалом. Содержание вредных примесей, в том числе водорода, значительно ниже допустимых. Достоинством технологии являются небольшие материальные и энергетические затраты и быстрая окупаемость, а также применение экологически приемлемого электролита.

Однако технология электрогальваномеханического осаждение стали не обеспечивает достаточно стабильного качества поверхностного слоя, поэтому для ее отработки необходимо оборудование с автоматической стабилизацией осаждения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 2323277 Рос. Федерации:** МПК G25D 5/06, G25D 15/00, G25D 19/00. Способ гальваномеханического восстановления токопроводящих деталей и устройство для его осуществления.

2. **Мелков М. П., Швецов А. Н., Мелкова И. М.** Восстановление автомобильных деталей твердым железом. М.: Транспорт, 1982. 198 с.

3. **Копылов Ю. Р.** Применение гальваномеханического осталивания для ремонта крупногабаритных коленчатых валов // Тр. конф. МичГАУ. Перспективные технологии и технические средства в АПК. 2007. С. 37—41.

4. **Копылов Ю. Р., Горожанкина О. В.** Структура и свойства восстановленного слоя при гальваномеханическом осталивании // Изв. ЮЗГУ. 2013. № 3(48). С. 151—156.

УДК 593.3+618

Л. Б. ЦВИК, д-р техн. наук, В. К. ЕРЕМЕЕВ, канд. техн. наук (Иркутский ГУПС), М. А. ХРАМЕНОК (ОАО "ИркутскНИИхиммаш", г. Иркутск), e-mail: tsvik_l@mail.ru

Оценка концентрации напряжений в стыках осесимметричных оболочек сосудов давления

Для исследования состояния осесимметричных днищ сосудов высокого давления с патрубками предложен упрощенный расчет коэффициента напряжений без применения метода конечных элементов и дополнительной оценки полученных результатов с помощью тестов.

Ключевые слова: сосуд высокого давления, напряженное состояние, коэффициент концентрации интенсивности напряжений, патрубковая зона, циклическое нагружение, метод конечных элементов.

For research of state of axisymmetric bottoms of high-pressure vessels with adjutages the simplified analysis of stress coefficient without use of finite element method and additional assessment of the obtained results by tests is suggested.

Keywords: high-pressure vessel, stressed state, stress intensity concentration coefficient, adjutage zone, cyclic loading, finite element method.

В энергетике, химической, нефтехимической и других отраслях промышленности широко используют сосуды давления. Их эксплуатация и испытания до разрушения [1] показали, что очаги разрушения часто локализуются вблизи патрубковых зон (рис. 1). В данной работе рассматривается объемное напряженное состояние (НС) осесимметричных патрубковых зон, которое определяет сопротивление усталостному разрушению и зависит от их геометрических параметров (рис. 2). Ресурс сосуда при циклическом нагружении определяется, прежде всего, коэффициентом K_σ концентрации интенсивности напряжений в зоне патрубка [1—3].

Численные методы и компьютерные программы позволяют эффективно определять НС конкретного сосуда давления с патрубком. Однако это весьма трудоемко и требует тестирования для оценки погрешности получаемых решений и их вычислительной устойчивости [3—5]. Поэтому актуальна разработка инженерной оценки НС сосуда давления с патрубком на стадии его проектирования.

Авторы предлагают обобщенную методику, которая была опробована при оценке коэффициента K_σ для плоских крышек и эллиптических днищ [4—6] сосудов с патрубками, для патрубковых зон сферических осесимметричных днищ сосудов давления [1]. Рассмотренная ниже система тестов показала, что погрешность K_σ, определенного по предложенной методике, не превышает 5 %. При этом расчетные формулы построены на основании предварительных вычислительных экспериментов — выборочной уточненной оценке K_σ для некоторого числа конструктивных вариантов патрубковых зон методом конечных элементов (МКЭ). Полученные расчетные формулы позволяют отказаться от дополнительного уточненного моделирования и существенно упрощают и ускоряют анализ НС конструкции.

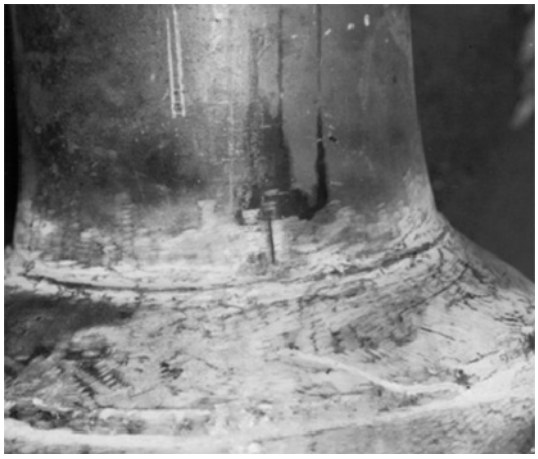


Рис. 1. Патрубковая зона сосуда давления с разрушением, вызванным развитием усталостной трещины

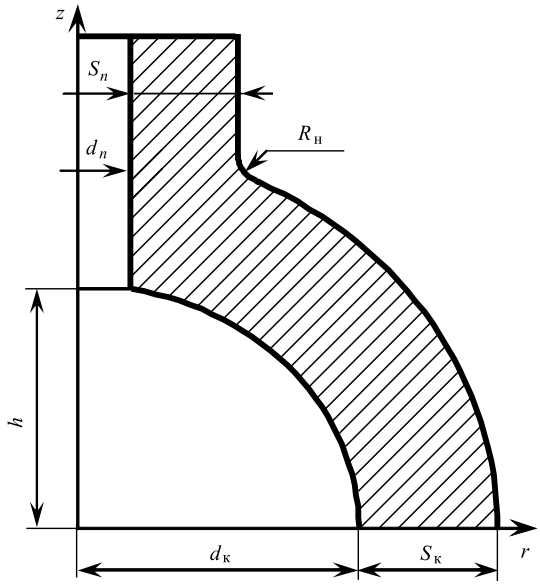
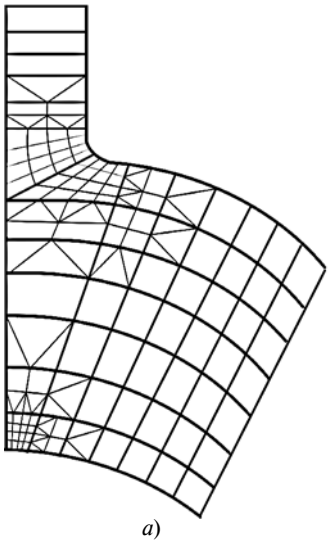


Рис. 2. Осевое сечение патрубковой зоны сосуда давления и его геометрические параметры



а)

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 3 \\ 3 & 2 & 1 & 1 & 1 & 2 & 3 \\ 2 & 2 & 1 & 1 & 1 & 2 & 2 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix}$$

б)

Рис. 3. Схема разбивки осевого сечения патрубковой зоны на КЭ: *а* — регулярный клеточный каркас (толстые линии); *б* — матрица сгущения разбивки клеточного каркаса на КЭ

Уточненное моделирование осесимметричного НС зоны сопряжения патрубка и сферического корпуса (днища сосуда) осуществляли КЭ-решением однородного уравнения теории упругости

$$L\mathbf{u} = (\lambda + \mu)\text{grad div}\mathbf{u} + \mu\Delta\mathbf{u} = 0, \qquad (1)$$

где L — дифференциальный оператор теории упругости; λ, μ — характеристики упругости материала (постоянные Ламе) рассматриваемого конструктивного узла; grad, div, Δ — дифференциальные операторы; $\mathbf{u}$ — вектор искомых перемещений точек патрубковой зоны.

Уравнение (1) рассматривали в цилиндрической системе координат r, θ, z (z — ось вращения, r и θ — радиальная и угловая координаты) в области D, занимаемой материалом патрубковой зоны и ограниченной поверхностями $S = S_\sigma + S_{u\sigma}$, при краевых условиях:

$$\left.\begin{aligned} &(\mathbf{v}\mathbf{T})|_{S_\sigma} = \mathbf{F}(M),\ M \in S_\sigma; \\ &(\mathbf{u}\mathbf{v})|_{S_\sigma} = 0; \\ &(\mathbf{v}\mathbf{T}\boldsymbol{\tau})|_{S_\sigma} = 0,\ M \in S_{u\sigma}. \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

Здесь $\mathbf{T}$ — тензор напряжений в точках M области D; S_σ — часть поверхности, на которой задан вектор $\mathbf{F}(M)$ распределенных усилий; $S_{u\sigma}$ — часть поверхности области D, на которой заданы смешанные краевые условия; $\mathbf{v}$ — единичный вектор внешней нормали к поверхности S_σ; $\boldsymbol{\tau}$ — единичный вектор в плоскости осевого сечения D, ортогональный вектору $\mathbf{v}$.

Схема разбивки осевого сечения патрубковой зоны на КЭ представляет собой общий для всех рассмотренных вариантов (рис. 3, *а*) регулярный клеточный каркас, разбивка которого на КЭ локально управляется матрицей сгущения (рис. 3, *б*). Сгущение разбивки осуществляется с помощью переходного слоя треугольных (в сечении) КЭ. Элементы матрицы сгущения указывают степень последовательного уменьшения КЭ-разбивок двумя средними (для сечения четырехугольного КЭ) линиями. Сходимость МКЭ при решении задач оценивали последовательностью дискретизаций, определяемых увеличением числа элементов матрицы сгущения, которая в ряде рассмотренных ниже случаев была достигнута при числе КЭ, равном нескольким сотням тысяч. (Число элементов матрицы сгущения на рис. 3 — 5 тыс.) Вычислительная устойчивость алгоритмов, реализующих МКЭ при таком числе КЭ, подтверждена системой тестов [4, 5], основанной на сопоставлении решений алгебраических задач, полученных с разной точностью описания используемых в программах действительных чисел. Для анализа НС в пространстве конструктивных параметров выбрали практически значимые диапазоны геометрических параметров:

$$\left.\begin{aligned} &0{,}003 \le \alpha_1 \le 0{,}1; \\ &0{,}67 \le \alpha_2 \le 0{,}15; \\ &0{,}1 \le \alpha_3 \le 0{,}3; \\ &0{,}15 \le \alpha_4 \le 1. \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

Здесь α_1—α_4 — безразмерные геометрические параметры патрубковой зоны, где $\alpha_1 = S_к/d_к$; $\alpha_2 = \beta_п/\beta_к$; $\alpha_3 = d_п/d_к$; $\alpha_4 = r_н/S_п$; $\beta_п = S_п/d_п$ и $\beta_к = S_к/d_к$; $S_к$ и $S_п$ — толщины стенок; $d_к$ и $d_п$ — внутренние диаметры корпуса и патрубка, $\beta_к$ и $\beta_п$ — безразмерные параметры толстостенности корпуса и патрубка, $r_н$ — радиус наружного галтельного перехода стыка корпуса и патрубка.

Первый из диапазонов (3) охватывает сосуды, изготовленные из конструкционных сталей, рассчитанные на давления от несколько десятых долей МПа до нескольких десятков МПа, используемые в ряде химических производств, второй — охватывает патрубки, толщина стенок которых меньше толщины корпуса, и патрубки, в зоне отверстия которых есть дополнительное подкрепление. Для всех конструктивных вариантов приняли $d_к$ = 2000 мм, что не снизило общности полученных результатов в силу безразмерности параметров α_1—α_4.

При выборочном численном моделировании НС каждый из диапазонов (3) разбивали на 7—11 интервалов в зависимости от значения K_σ при изменении соответствующего параметра α. Комбинируя значения параметров по принципу каждый с каждым, рассмотрели ≈7000 вариантов, каждый из ко-

торых далее рассматривали как узел интерполяции эмпирических формул для расчета K_σ. С целью автоматизации построения моделей исследования разработали программу, позволяющую по основным геометрическим параметрам α_1—α_4 сосудов создавать соответствующие дискретные модели и получать необходимую для реализации МКЭ информацию. Программа прошла тестирование и оценку вычислительной устойчивости алгоритмов в рассматриваемом классе задач [4—6].

Для построения непрерывной эмпирической зависимости K_σ от параметров α_1—α_4 использовали уточненные значения K_σ для отдельных сочетаний значений параметров, рассматриваемых как узлы интерполяции искомой зависимости [7]. Было принято, что в пределах диапазонов (3) погрешность эмпирических формул не превышает 5 %. Оказалось, что применение простых подходов, например полиномиальных или мультипликативных зависимостей, не обеспечивает необходимую точность. Эффективнее оказались подходы, более полно учитывающие особенности рассматриваемой задачи. Опишем их подробнее.

На начальном этапе использовали полиномиальную аппроксимацию величины K_σ, содержавшую целые степени (от нулевой до второй) параметров α_1—α_4. Для оценки ее погрешности использовали контрольные точки (их построение описано ниже) из диапазонов (3). Коэффициенты полиномиальной аппроксимации определяли методом наименьших квадратов из условия минимума отклонений результатов, полученных с помощью эмпирических формул по уточненным в контрольных точках величинам K_σ ("следам"). В качестве таких "следов" использовали значения K_σ, полученные МКЭ для узлов интерполяции (7000 сочетаний значений параметров α_1—α_4).

Узлы интерполяции нумеровали для каждого параметра α_1—α_4 последовательно по мере увеличения их значений. Для нумерации узловых значений параметра использовали переменные: i — для α_1; j — для α_2; k — для α_3 (где i, j, k — целые числа). При этом подходе для определения искомых значений коэффициентов эмпирической формулы минимизировали суммарное отклонение:

$$\sum_{i,j,k} [K_\sigma(\alpha_{1i}, \alpha_{2j}, \alpha_{3k}) - y(i, j, k)]^2 \Rightarrow \min, \qquad (4)$$

где K_σ — инженерная аппроксимация искомой зависимости рассматриваемого коэффициента концентрации напряжений от безразмерных геометрических параметров α_i и от некоторых эмпирических параметров-констант, определяемых из условия (4); $y(i, j, k)$ — уточненные значения K_σ, определенные МКЭ по уравнениям (1) и (2) в соответствующих узлах интерполяции в диапазонах (3) для фиксированных значений параметра α_4 [4, 5].

Как показали вычислительные эксперименты, погрешность K_σ достигала 250 %. Основная трудность построения искомой аппроксимации связана с бóльшим числом параметров α_1—α_4, которое в данном случае равно четырем, а также с бóльшим изменением их диапазонов в системе (3), прежде всего α_1 и α_2. Так, если для диапазонов α_3 и α_4 отношение наибольшего граничного значения параметра к наименьшему равно нескольким единицам, то для α_1 и α_2 — нескольким десяткам единиц.

Точность эмпирической формулы существенно повышается, если для рассматриваемого конструктивного узла применить оболочечное решение с использованием формулы, определяющей главные напряжения в зоне сопряжения оболочек, полученной Г. И. Феденко [8] на основании уравнений теории тонких оболочек. В частности, использовали соотношения:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_1 &\cong \frac{pd_\text{к}}{2S_\text{к}}\left[1 + 2{,}42\lambda\sqrt{\frac{d_\text{к}}{S_\text{к}}}\right]; \\ \sigma_2 &\cong \frac{pd_\text{к}}{S_\text{к}}\left[1 + 1{,}70\lambda\sqrt{\frac{d_\text{к}}{S_\text{к}}}\right], \end{aligned}\right\} \qquad (5)$$

где p — давление в сосуде; σ_1 и σ_2 — главные напряжения в сферическом корпусе на линии сопряжения с патрубком; $\lambda = d_\text{к}/2d_\text{п}$.

Анализ уравнений (5) показал, что они учитываются, если искомая эмпирическая формула имеет вид:

$$K_\sigma = q_1\left(1 + q_2\alpha_1^{a_1}\alpha_2^{a_2}\alpha_3^{a_3}\right)^{a_4}, \qquad (6)$$

где q_1, q_2 и α_i ($i = 1, 2, ..., 4$) — параметры-константы эмпирической формулы.

При определении параметров эмпирических формул с помощью выражения (4) максимальное отклонение коэффициента K_σ от соответствующих значений в узлах интерполяции существенно уменьшилось по сравнению с расчетами по интерполяционным выражениям, в которых не используются приближенные оболочечные решения. В то же время оно оставалось недопустимо большим (для некоторых контрольных точек достигало 25 %).

Для уточнения аппроксимации величины K_σ выражение (6) дополнили билинейным полиномом

(на первом этапе аппроксимации параметр α_4 не варьировали и приняли равным 0,33):

$$K_\sigma = q_1\left(1 + q_2\sigma_1^{a_1}\sigma_2^{a_2}\sigma_3^{a_3}\right)^{a_4} + B_1\alpha_1 + B_2\alpha_2 + \\ + B_3\alpha_3 + B_4\alpha_1\alpha_2 + B_5\alpha_1\alpha_3 + B_6\alpha_2\alpha_3. \quad (7)$$

Эмпирические параметры-константы B_i в формуле (7) подлежат определению из условий (4) для всех предварительно выбранных и фиксированных значений параметра α_4. Максимальная погрешность значения K_σ, полученного по формуле (7), относительно его уточненного расчетного значения в узлах интерполяции, полученного МКЭ, не превысила 20 %.

Расчеты по эмпирическим формулам показали, что простые подходы, не использующие, например, сплайн-интерполяции [9] или усовершенствованные методики наименьших степеней [10], не позволяют получить эмпирическую формулу для определения K_σ с удовлетворительной точностью в диапазонах (3). Оказалось, что необходимую точность обеспечивают простейшие электронные таблицы [7], в которых в качестве входных данных использовали конкретные значения параметров α_1—α_4, а выходных — значения K_σ.

Для построения таблиц диапазоны (3) рассматривали как четырехмерное пространство параметров α_1—α_4 — глобальный параллелепипед, которое разбивали на локальные параллелепипеды, соответствующие диапазонам:

$$\alpha_{1i} \le \alpha_1 \le \alpha_{1i+1}; \quad \alpha_{2j} \le \alpha_2 \le \alpha_{2j+1};$$

$$\alpha_{3k} \le \alpha_3 \le \alpha_{3k+1}; \quad \alpha_{4m} \le \alpha_4 \le \alpha_{4m+1},$$

где i, j, k, m — номера узлов интерполяции (узлы нумеруются в порядке увеличения значений соответствующего параметра) на ребрах глобального параллелепипеда (3).

В трехмерном случае указанному подходу соответствует разбивка прямоугольного параллелепипеда плоскостями, перпендикулярными его граням и проходящими через узлы интерполяции, расположенные на ребрах параллелепипеда. Оказалось, что в каждом из построенных локальных параллелепипедов удовлетворительная точность эмпирической формулы (7) обеспечивается относительно небольшими размерами локальных параллелепипедов и тем, что коэффициенты формулы определяются по их узловым точкам интерполяции. Как ожидалось, при некотором уточнении аппроксимации погрешность коэффициента K_σ, определенного по формуле (7), не превысила в отдельном локальном параллелепипеде 5 %.

Рассмотрим необходимое уточнение аппроксимации подробнее. Для анализа точности формулы (7) в каждом отдельном локальном параллелепипеде выбрали контрольные точки, в которых определяли погрешности коэффициента K_σ. Контрольные точки выбрали на середине ребер каждого из локальных параллелепипедов и на пересечении их диагоналей, а коэффициенты K_σ в них определяли МКЭ. По формуле (7) была определена погрешность в 240 контрольных точках, которая не превысила 10 %.

Так как приемлемой считали погрешность в 5 %, то локальные параллелепипеды с большей погрешностью аппроксимации разбили тремя плоскостями еще на восемь локальных параллелепипедов каждый. Получили узел из 831 параллелепипеда, который далее рассматривали как дополнительный для интерполяции величины K_σ. Для каждого параллелепипеда второго порядка также определяли контрольные точки на серединах ребер и в геометрических центрах. Расчеты показали, что максимальная погрешность аппроксимации K_σ в параллелепипедах второго порядка не превысила 5 %.

По приведенной методике разработали программу, в основе которой лежит специально организованный массив (база) уточненных значений K_σ, установленных для всех узлов интерполяции, включая узлы параллелепипедов второго порядка. В качестве входных параметров программы использовали безразмерные геометрические параметры α_1—α_4. После ввода данных проверили принадлежность введенного сочетания параметров α_1—α_4 диапазону (3) — глобальному параллелепипеду, а также не является ли введенное сочетание одним из узлов интерполяции, для которого уточненное значение K_σ уже получено МКЭ. При необходимости программа определяет локальный параллелепипед, которому принадлежит введенное сочетание. Затем для найденного локального параллелепипеда строят соответствующую эмпирическую формулу (7), коэффициенты которой определены с использованием базы уточненных значений K_σ. После расчета необходимого значения K_σ и вывода результатов работа программы заканчивается.

Таким образом, предложена методика оценки концентрации напряжений без применения МКЭ и дополнительной оценки полученных результатов с помощью специальных тестов.

Приближенные оболочечные решения позволили существенно повысить точность эмпирических формул для уточненной оценки объемного НС, что показано на примере расчета осесимметричной патрубковой зоны конструкции. Полученная погрешность не превысила 5 %.

УДК 539.313:620.171.5

В. Ф. КОЖЕВНИКОВ, канд. техн. наук (Московский ГУ дизайна и технологии), В. В. ФИРСАНОВ, д-р техн. наук (МАИ — Национальный исследовательский университет), e-mail: kozhevnikov-jazz@yandex.ru

Концентрация напряжений на кромке круглого отверстия с односторонним кольцевым подкреплением

Выполнено расчетно-экспериментальное исследование напряженного состояния зоны односторонне подкрепленного отверстия в пластине при осевом растяжении. Показана низкая эффективность такого подкрепления для снижения максимальных напряжений.

Ключевые слова: отверстие, одностороннее подкрепление, локальное напряженное состояние.

The analytical and experimental research of stresses state of one-sided stiffened zone of a hole in a plate at axial tension is performed. The low effectiveness of such stiffening for reducing of maximum stresses is shown.

Keywords: hole, one-sided stiffening, local stressed state.

Известно, что кромки функциональных отверстий в нагруженных тонкостенных конструкциях, например в обшивке или стенке, являются концентраторами значительных напряжений. Радикальное снижение максимальных напряжений на кромке отверстия обеспечивают, как правило, двусторонним симметричным утолщением кромки, имеющим форму кольца, а также установкой аналогичных накладок в виде кольца или его сегментов. Однако внешняя поверхность ряда конструкций, например обшивка летательного аппарата, не должна иметь выступов, в этом случае возможно только одностороннее подкрепление отверстия. Локальное напряженное состояние пластин с односторонним подкреплением отверстия исследовали теоретически [1] и экспериментально [2—4], но на основании их результатов трудно сформулировать определенные рекомендации по рациональному выбору параметров одностороннего подкрепления отверстия.

Цель данной работы — получить более достоверные данные о локальном напряженном состоянии зоны отверстия при одностороннем подкреплении для разработки практических рекомендаций по рациональному выбору параметров подкрепления.

Так как в зоне любого местного одностороннего увеличения толщины пластины возникают условия для внецентренного растяжения-сжатия, предварительно рассмотрим напряженное состояние (НС) растягиваемой пластины с утолщением, имеющим постоянный размер (рис. 1, *а*). Напряжения, действующие в крайних волокнах поперечного сече-

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

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сосуды** и трубопроводы высокого давления: Справочник / Е. Р. Хисматуллин, Е. М. Королев, В. И. Лившиц и др. М.: Машиностроение, 1990. 384 с.

2. **ГОСТ Р 52857.9—2007.** Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Определение напряжений в местах пересечений штуцеров с обечайками и днищами при воздействии давления и внешних нагрузок на штуцер. М.: Стандартинформ, 2008. 9 с.

3. **О критерии** разрушения металлических образцов с концентраторами на основе теории средних напряжений / В. И. Иванютенко, А. А. Крицук, А. Г. Рафаилов и др. // Прикладная механика. 1990. Т. 26(36). № 2. С. 113—117.

4. **Осесимметричное** деформирование и прочность патрубковых зон плоских крышек сосудов давления / О. Г. Зеленая, М. Б. Холомянский, В. С. Кобелевский и др. // Известия вузов. Машиностроение. 2004. № 7. С. 71—79.

5. **Деформирование** патрубковых зон сосудов высокого давления / Л. Б. Цвик, Г. М. Мордина, В. С. Кобелевский и др. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2004. № 2. С. 111—117.

6. **Цвик Л. Б., Шапова М. В., Храменок М. А.** Аппроксимация напряжений в патрубковых зонах сосудов давления на основе предварительного численного моделирования // Материалы четвертой Междунар. конф. "Проблемы механики современных машин — 2009". Улан-Удэ: Изд-во ВСГТУ, 2009. С. 227—230.

7. **Шапова М. В.** Электронная таблица и алгоритм расчета коэффициентов концентрации напряжений в патрубках сосудов давления // Материалы четвертой Междунар. конф. "Проблемы механики современных машин — 2009". Улан-Удэ: Изд-во ВСГТУ. 2009. С. 258—261.

8. **Феденко Г. И.** Концентрация напряжений и расчет элементов подкрепления отверстий в обечайках и днищах, работающих под внутренним давлением // Проблемы прочности. 1971. № 5. С. 70—76.

9. **Вершинин В. В., Завьялов Ю. С., Павлов Н. Н.** Экстремальные свойства сплайнов и задача сглаживания. Новосибирск: Наука, 1988. 290 с.

10. **Гелимсон Л. Г.** Обобщение аналитических методов решения задач прочности типовых элементов конструкций в технике высоких давлений: Дис. ... д-ра техн. наук: спец. 01.02.06. Киев: Институт проблем прочности. 1993. 336 с.

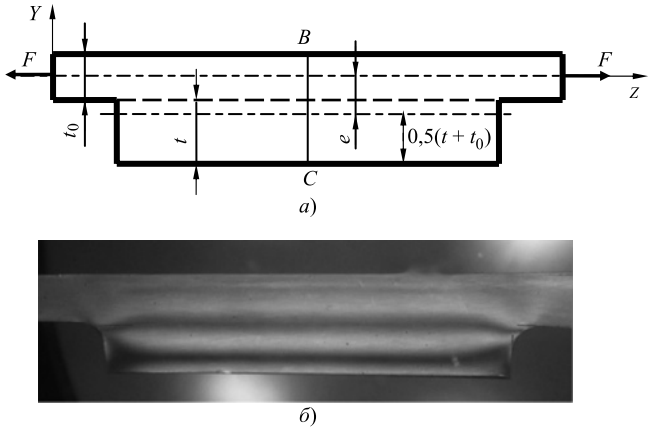


Рис. 1. Схема нагружения пластины (*а*) и картина интерференционных полос в модели (*б*)

ния пластины в точках *B* и *C*, определим по формуле [5]

$$\sigma_{BC} = F/A \pm Fe/W_x, \qquad (1)$$

где *F* — сила, приложенная к пластине; *A* — площадь поперечного сечения утолщенной части; W_x — момент сопротивления сечения изгибу; *e* — эксцентриситет силы *F*.

Применительно к рассматриваемой задаче выражение (1) может быть преобразовано к виду

$$\sigma_{BC} = \frac{\sigma_{\text{ном}}}{1+\bar{t}}\left(1 \pm \frac{3\bar{t}}{1+\bar{t}}\right), \qquad (2)$$

где $\sigma_{\text{ном}} = F/bt_0$; *b* — ширина пластины; $\bar{t} = t/t_0$; t_0 — толщина регулярной зоны пластины; *t* — размер утолщения.

При изменении размера *t* эксцентриситет силы *F* в зоне утолщения всегда будет $e = 0,5t$ (см. рис. 1, *а*). В этом случае напряжения в точках *B* и *C*, отнесенные к $\sigma_{\text{ном}}$, определяются выражениями:

$$\left.\begin{aligned} \bar{\sigma}_{\max} &= (1+4\bar{t})/(1+\bar{t})^2; \\ \bar{\sigma}_{\min} &= (1-2\bar{t})/(1+\bar{t})^2. \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

На рис. 2 показано изменение напряжений, действующих на гладкой (т. *B* на рис. 1) и выступающей (т. *C* на рис. 1) поверхностях зоны утолщения — соответственно кривые *1* и *2*, построенные по формулам (3) в зависимости от относительного размера $\bar{t}$ утолщения. На утолщенной части поверхности с увеличением $\bar{t}$ от 0 до 1 напряжения интенсивно снижаются (кривая *2*), принимая отрицательные значения при $\bar{t} \geq 0,5$, а при $\bar{t} > 1$ остаются практически постоянными: $\sigma_{\min} \approx -0,3\sigma_{\text{ном}}$. На гладкой поверхности пластины при увеличении толщины подкрепления напряжения сначала возрастают, достигая максимального значения $\sigma_{\max} = 1,33\sigma_{\text{ном}}$ при $\bar{t} = 0,5$, а затем плавно снижаются. При толщине подкрепления, в 3 раза большей толщины пластины, т. е. при $\bar{t} = 2$, максимальные напряжения $\sigma_{\max} = \sigma_{\text{ном}}$. Таким образом, наблюдаем парадоксальное явление: при увеличении площади поперечного сечения до определенного значения увеличиваются напряжения на гладкой поверхности утолщенной части пластины.

Для экспериментального подтверждения этого явления использовали метод фотоупругости, для чего из оптически чувствительного материала изготовили плоскую модель продольного сечения пластины с первоначальным отношением толщин $\bar{t} = 2$. Затем толщину средней части модели поэтапно уменьшали, измеряя экстремальные напряжения на каждом этапе с помощью полярископа сквозного просвечивания. Картина интерференционных полос в нагруженной модели при $\bar{t} = 1$ показана на рис. 1, *б*: контрастная черная полоса соответствует нейтральной линии. Экспериментальные экстремальные напряжения на рис. 2 обозначены точками на расчетных кривых. Практически идеальное совпадение расчета и эксперимента свидетельствует о высокой достоверности метода фотоупругости, особенно в достаточно простых задачах. Предварительное исследование проводили для того, чтобы при решении основной задачи о напряженном состоянии пластины с отверстием, имеющим одностороннее кольцевое подкрепление, учесть влияние внецентренности нагружения в зоне подкрепления.

Основное экспериментальное исследование также провели методом фотоупругости на растягиваемой пластине из оптически чувствительного материала ЭД-20МТГФА с центральным отверстием, имеющим одностороннее кольцевое подкрепление

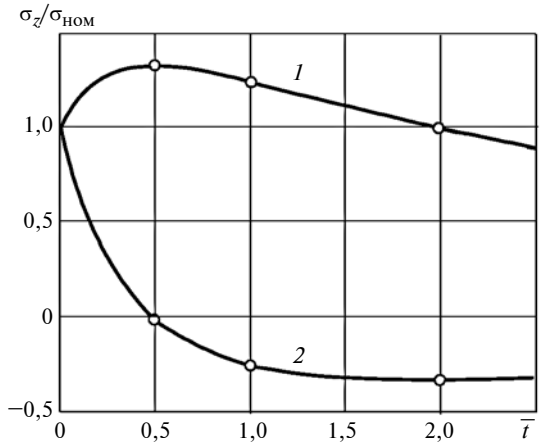


Рис. 2. Зависимости напряжений $\sigma_z/\sigma_{\text{ном}}$ на гладкой (*1*) и утолщенной (*2*) сторонах пластины от размера $\bar{t}$ утолщения

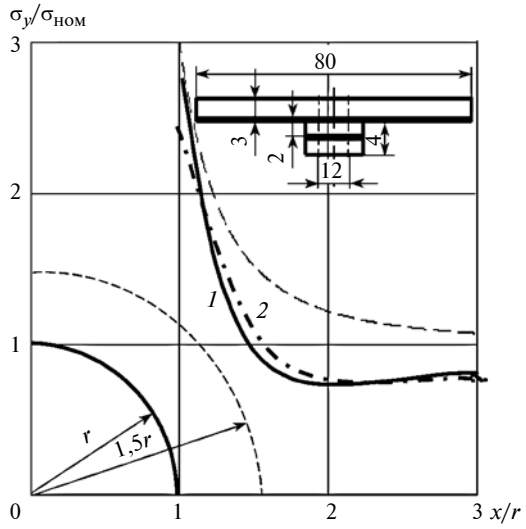


Рис. 3. Распределение напряжений $\sigma_y/\sigma_{ном}$ в диаметральном сечении модели

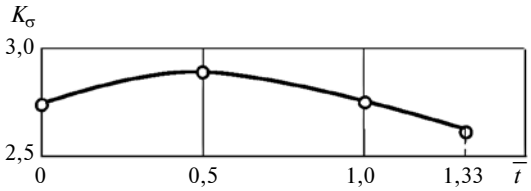


Рис. 4. Зависимость коэффициента K_σ на кромке односторонне подкрепленного отверстия от толщины $\bar{t}$ подкрепляющего кольца

из того же материала, закрепленного на пластине с помощью эпоксидного клея. Подкрепление выполнено из двух склеенных одинаковых колец. В процессе исследования толщину подкрепления поэтапно уменьшали, измеряя напряжения на каждом этапе с помощью отражательного полярископа, для чего в клей добавили отражающий материал в виде алюминиевой пудры. Схематично поперечное сечение модели представлено на рис. 3, где толстыми линиями обозначены отражающие слои. Такой способ позволяет определять напряжения как в самой пластине, так и в кольцевых подкреплениях при изменении их общей толщины.

Предварительно, до наклейки подкрепления, тщательно измеряли нормальные напряжения σ_y в диаметральном поперечном сечении модели. На рис. 3 сплошной линией *1* показана эпюра напряжений σ_y в безразмерном виде как отношение к номинальному напряжению $\sigma_{ном}$ в этом сечении. Для сопоставления штриховой линией дана эпюра этих же напряжений, но рассчитанных на основании известных теоретических решений [6], полученных для бесконечной пластины с отверстием. Наблюдаемое расхождение расчета и эксперимента вполне объяснимо. Эпюры напряжений на рис. 3 построены для двух случаев: при отсутствии подкрепления (кривая *1*) и при максимальной толщине подкрепления $t = 1{,}33t_0$ (кривая *2*). Эпюры для других значений t оказались достаточно близкими между собой и с кривыми *1* и *2*, поэтому на рисунке не показаны.

Кривая *1* показывает, что интенсивный рост напряжений относительно $\sigma_{ном} = 1$ начинается на расстоянии от кромки отверстия, приблизительно равном половине его радиуса, т. е. рациональный внешний диаметр подкрепляющего кольца должен быть равен примерно 1,5 диаметра отверстия. Отметим, что при двустороннем симметричном подкреплении толщина колец должна быть равна толщине пластины, при этом (в идеале) эта толщина должна плавно, например линейно, уменьшаться до 0 — от кромки отверстия к периферии. В этом случае максимальные напряжения на кромке отверстия могут быть равны номинальным напряжениям или, возможно, несколько меньше.

Измерения максимальных напряжений на кромке отверстия модели показали, что напряжения в плоскости кольцевых подкреплений очень малы, а потому не представляют интереса и до значений $t/t_0 > 0{,}5$ имеют знак минус.

Максимальные напряжения в плоскости самой пластины при уменьшении толщины подкрепляющего кольца изменялись незначительно (рис. 4). Коэффициент K_σ концентрации напряжений определяли по отношению к $\sigma_{ном}$ в диаметральном сечении модели. Характер кривой на рис. 4 соответствует характеру кривой *1* на рис. 2.

Таким образом, расчетно-экспериментальное исследование показало небольшую эффективность одностороннего кольцевого подкрепления отверстия для снижения концентрации напряжений, которая имеет место только при толщине кольца, большей исходной толщины пластины.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гарбуз В. С.** Концентрация напряжений в прерывистых связях судового корпуса. Л.: Судостроение, 1967. 186 с.
2. **Петерсон Р.** Коэффициенты концентрации напряжений. М.: Мир, 1977. 302 с.
3. **Сухарев И. П.** Экспериментальные методы исследования деформаций и прочности. М.: Машиностроение, 1987. 212 с.
4. **Вовк Л. М., Кожевников В. Ф., Семенов-Ежов И. Е.** Концентрация напряжений около подкрепленных отверстий в плоских деталях // Вестник машиностроения. 2001. № 11. С. 47—50.
5. **Беляев Н. М.** Сопротивление материалов. М.: Наука, 1986. 607 с.
6. **Тимошенко С. П., Гудьер Дж.** Теория упругости. М.: Наука, 1979. 560 с.

УДК 621.778.27

Н. Ю. ЗЕМЛЯНУШНОВА, А. А. ПОРОХНЯ, кандидаты технических наук, Н. А. ЗЕМЛЯНУШНОВ
(Северо-Кавказский федеральный университет, г. Ставрополь), e-mail: zemlyanushnova@rambler.ru

Исследование напряженно-деформированного состояния пружины клапана автомобильного двигателя при пластическом упрочнении[1]

Предложен способ повышения ресурса высоконагруженных пружин сжатия. Исследовано напряженно-деформированное состояние пружины при пластическом упрочнении. Определены требуемые нагрузка упрочнения и геометрические параметры пружин.

Ключевые слова: пружина, ресурс, пластическое упрочнение, контактное заневоливание, напряженно-деформированное состояние.

The method of endurance increase of high-loaded compressive springs is suggested. The stressed-deformed state of a spring at plastic hardening is investigated. The required hardening load and spring geometric parameters are determined.

Keywords: spring, endurance, plastic hardening, contact predeformation, stressed-deformed state.

Для современного производства многоцикловых пружинных механизмов в отечественном и зарубежном машиностроении характерно все более частое применение высоконагруженных компактных пружин, что уменьшает монтажное пространство и массу узлов [1]. Эта тенденция особенно выражена в многосерийном и массовом производстве, например в автомобилестроении, машиностроении, производстве приборов, оборонной промышленности.

Характерными представителями высоконагруженных компактных пружин являются пружины клапана двигателя внутреннего сгорания (ДВС) легкового автомобиля (рис. 1). Эти пружины спроектированы на пределе технологических возможностей для уменьшения монтажного пространства, габаритных размеров и массы ДВС. В процессе работы высоконагруженные пружины теряют первоначальную жесткость и их рабочая нагрузка F_2 снижается (то же самое происходит и после форсированных испытаний на стойкость к циклическим нагрузкам). Снижение рабочей нагрузки пружины может составить более 10 % и превысить допустимое в 2 раза [2]. Поэтому актуальны разработка и внедрение новых технологий повышения ресурса высоконагруженных пружин сжатия.

Одним из способов упрочнения пружин является пластическая поверхностная обработка — контактное заневоливание [3]. Процесс упрочнения сопровождается структурными изменениями в деформированном слое с соответствующими повышениями его твердости и прочности, образованием благоприятных остаточных напряжений сжатия и

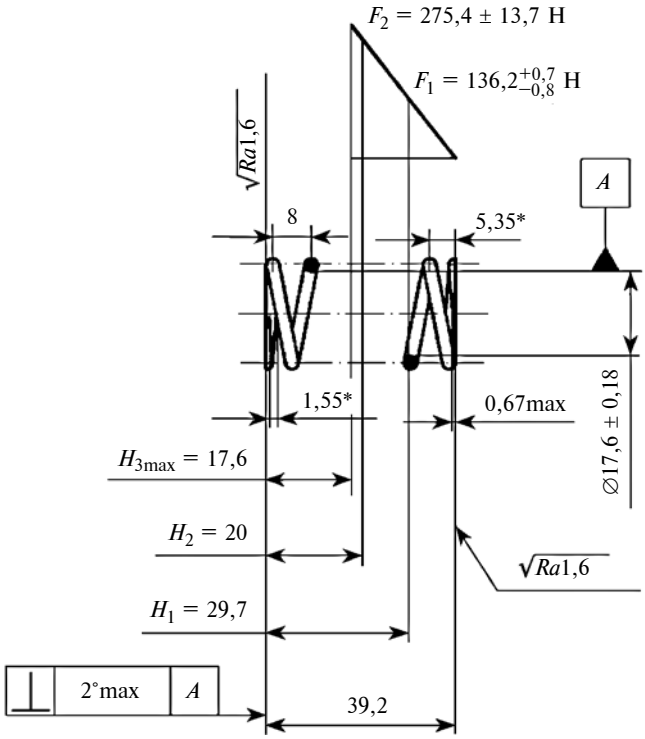


Рис. 1. Внутренняя пружина клапана 2101-1007021 и диаграмма ее механической характеристики:
F_1 и F_2 — нагрузки соответственно предварительного поджатия и рабочая; H_1, H_2, H_3 — высоты пружины соответственно при предварительном поджатии, рабочей нагрузке и сжатии до соприкосновения витков силой F_3 = 309,83 Н

[1] 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".

формированием качественно новой макро- и микрогеометрии поверхности материала пружин [4].

Согласно результатам производства пружин на Белебеевском заводе "Автонормаль" оптимальная температура их пластического упрочнения составляет 200÷250 °С, так как при этой температуре двусторонние напряжения сжатия, созданные ранее дробеметным наклепом на поверхности пружин и препятствующие раскрытию усталостных трещин, не успевают релаксировать [5]. Поэтому и для нового способа изготовления высоконагруженных пружин температура их пластического упрочнения выбрана такой же.

При новом способе упрочненную проволоку подают на пружинонавивочный автомат и навивают пружину с шагом, превышающим шаг готовой пружины. Затем проводят отпуск пружины при температуре (410 ± 10) °С. После 100 %-го люмоконтроля осуществляют шлифование торцов, дробеметный наклеп и промывку. От аналогов способ отличается пластическим упрочнением при температуре 200÷250 °С, которое осуществляют сжатием осевой нагрузкой, равной (10÷300)F_3 (F_3 — сила сжатия пружины до соприкосновения витков), после чего снимают фаски с торцов пружины. Нагрузку можно прикладывать вибрационно. Последние операции — нанесение защитного покрытия, консервация и упаковка.

При данной последовательности технологических операций и использовании специальных устройств для заневоливания [6, 7] возрастает производительность труда, гарантированно увеличивается ресурс пружин (увеличение достигает 40 %), повышается точность пружин по длине и требуемой нагрузке.

Для разработки технологического процесса изготовления пружин на основании предлагаемого способа [5] необходимо определить нагрузку пластического упрочнения и геометрические параметры пружин, а также исследовать напряженно-деформированное состояние (НДС) пружины клапана ДВС при пластическом упрочнении.

При оценке качества пружин, изготовленных по предлагаемой технологии, необходимы ускоренные испытания специальных пружин с увеличенными высотой и нагрузкой F_2. Свободная высота пружины после упрочнения должна составлять $H_{о.уп}$ = 42,5 мм, что обеспечивает возможность увеличения нагрузки и амплитуды деформации при испытаниях на 34 % [1].

Параметры пружин для исследования НДС: высота специальной пружины [1] до упрочнения H = 49,5 мм; высота рабочей части пружины в свободном состоянии (без учета высоты опорных витков, равной 3,2 мм) H_0 = 46,3 мм; полное число витков $n_п$ = 6,5; рабочее число витков $n_р$ = 4,5; материал пружины — проволока 2,7 — 70ХГФА-III ТУ 14-4-1380—96; шаг пружины t = 10,29 мм; угол

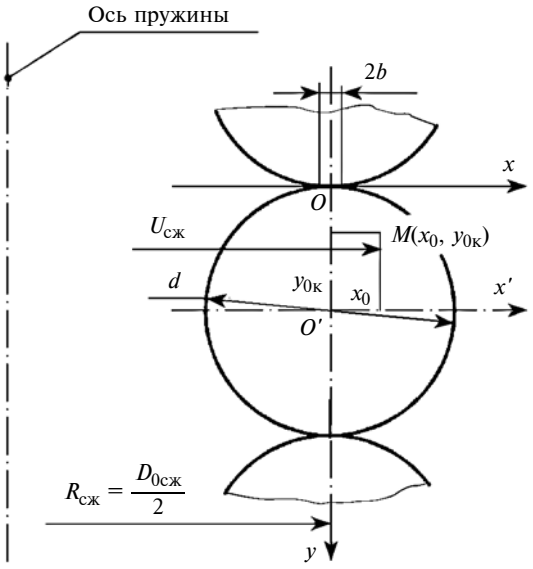


Рис. 2. Схема расположения витков пружины в поперечном сечении при пластическом упрочнении относительно систем координат *xOy* и *x'Oy'*:
$D_{0сж}$ и $R_{сж}$ — средний диаметр и радиус пружины, сжатой до соприкосновения витков; $U_{сж}$ — расстояние от оси пружины до абсциссы точки M границы упругой зоны; d — диаметр сечения витка пружины; x_0, $y_{0к}$ — координаты точки M

подъема витков рабочей части пружины $\alpha_0 = 9°12'$; осевое перемещение концов рабочей части пружины S_3 = 34,15 мм; средний диаметр пружины до упрочнения D = 20,198 мм; предел текучести материала $\sigma_т$ = 1540 МПа; модуль упругости первого рода $E = 2{,}0 \cdot 10^5$ МПа; коэффициент Пуассона μ = 0,3; модуль упругости второго рода $G = 7{,}69 \cdot 10^4$ МПа.

Уравнение для определения границы, отделяющей упругую зону от пластической в поперечном сечении витка [8],

$$3\left(\frac{\Delta к G x_0}{\sigma_т}\right)^2 + 3\left(\frac{\Delta к G}{\sigma_т}\right)^2 (r - y_{0к})^2 + \\ + \frac{C y_{0к}^6}{(\lambda^2 + b^2 y_{0к}^2)^2 \sigma_т^2} = 1. \quad (1)$$

Здесь $\Delta к$ — приращение кручения витка пружины при упрочнении, мм$^{-1}$; x_0, $y_{0к}$ — координаты точек (рис. 2), принадлежащих границе упругой зоны, мм; r — радиус сечения витка пружины, мм; b — полуширина полоски контакта витков при упрочнении, мм (см. рис. 2); λ — эллиптическая координата, мм^2, определяемая как положительный корень уравнения [9]

$$\frac{x^2}{b^2 + \lambda} + \frac{y_{0к}^2}{\lambda} = 1; \quad (2)$$

Рис. 3. Схема расположения упругого ядра в поперечном сечении витка пружины при пластическом упрочнении

C — постоянная величина, определяемая по формуле

$$C = \frac{A^2 b^4 (b^2 + \lambda)}{\lambda}, \quad (3)$$

где $A = 1{,}727E/(\pi r)$.

Выражения для определения напряженного состояния витков при контактном заневоливании [8] имеют вид:

$$\sigma_y = X\frac{Ey_{0\text{к}}^3}{(\lambda^2 + b^2 y_{0\text{к}}^2)} +$$

$$+ E_1\left(X_1\frac{y^3}{(\lambda_1^2 + b^2 y^2)} - X\frac{y_{0\text{к}}^3}{(\lambda^2 + b^2 y_{0\text{к}}^2)}\right); \quad (4)$$

$$\tau_{\text{кр}} = \Delta\text{к}G\sqrt{x^2 + \left(\frac{d}{2} - y\right)^2}/Z. \quad (5)$$

Здесь σ_y — напряжения сжатия витка пружины вдоль оси y, МПа; E_1 — модуль упрочнения материала пружины, МПа;

$$X = \frac{1{,}727b^2}{\pi r}\sqrt{\frac{b^2 + \lambda}{\lambda}}; \quad (6)$$

$$X_1 = \frac{1{,}727b^2}{\pi r}\sqrt{\frac{b^2 + \lambda_1}{\lambda_1}}; \quad (7)$$

λ_1 — эллиптическая координата, мм^2, — положительный корень уравнения

$$\frac{x^2}{b^2 + \lambda_1} + \frac{y^2}{\lambda_1} = 1; \quad (8)$$

x, y — координаты точки пластической зоны, в которой определяются значения напряжений, мм; $\tau_{\text{кр}}$ — напряжения кручения, МПа; $Z = 1 + \varepsilon_{\text{пл}}/\varepsilon_{\text{упр}}$ — величина, характеризующая глубину пластического упрочнения по сечению витка пружины [9] ($\varepsilon_{\text{пл}}$ и $\varepsilon_{\text{уп}}$ — пластическая и упругая части полной относительной линейной деформации).

Для определения момента кручения в поперечном сечении витка пружины [8] разобьем половину сечения проволоки на s элементов со сторонами $\Delta x = x_i - x_{i-1}$, $\Delta y = y_j - y_{j-1}$ (рис. 3). Величины x и y при этом меняются в пределах:

$$-r = x_0 < x_1 < x_2 < \ldots < x_{i-1} < x_i < x_n = r;$$

$$0 = y_0 < y_1 < y_2 < \ldots < y_{j-1} < y_j < y_m = r.$$

В каждом из элементов есть точка с координатами $x_{\text{ср}i}$, $y_{\text{ср}j}$, которой в сечении витка пружины соответствуют свои точки y_{1i} и y_{0i}, а значение y меняется от $y = y_{1i}$ до $y = r$:

$$x_{\text{ср}i} = \frac{x_i + x_{i-1}}{2}; \quad (9)$$

$$y_{\text{ср}j} = \frac{y_j + y_{j-1}}{2}; \quad (10)$$

$$y_{1i} = r - \sqrt{r^2 - x_{\text{ср}i}^2}, \quad (11)$$

где y_{1i} — граница сечения проволоки пружины по периферии вдоль оси y, мм.

Для каждого значения $x_{\text{ср}i}$ ордината $y_{0\text{к}i}$ границы, отделяющей упругую зону от пластической, — величина постоянная при данной ширине b полоски контакта и определяется методом последовательных приближений путем подстановки вместо x_0 значения $x_{\text{ср}i}$ в уравнение

$$\left(-A\frac{b^2 y_{0\text{к}}^3}{\lambda^2 + b^2 y_{0\text{к}}^2}\sqrt{\frac{b^2 + \lambda}{\lambda}}\right)^2 +$$

$$+ 3\left(\left(\frac{\sin\alpha_{\text{з}}\cos\alpha_{\text{з}}}{U_{\text{з}}} - \frac{\sin\alpha_{\text{сж}}\cos\alpha_{\text{сж}}}{U_{\text{сж}}}\right) \times\right.$$

$$\left.\times\sqrt{x_0^2 + \left(\frac{d}{2} - y_{0\text{к}}\right)^2}\,G\right)^2 = \sigma_{\text{т}}^2. \quad (12)$$

Крутящий момент в пружине после снятия нагрузки, Н · мм, [10]

$$M_{\text{кр}} = \int_F \tau\rho\,\mathrm{d}F_{\text{п.с}} = \int_F \frac{\Delta\text{к}G\left(x^2 + \left(\frac{d}{2} - y\right)^2\right)}{Z}\,\mathrm{d}F_{\text{п.с}}, \quad (13)$$

где $F_{\text{п.с}}$ — площадь поперечного сечения проволоки пружины, мм^2; ρ — полярный радиус исследуемой точки сечения витка, мм.

В выражении (13) площадь $F_{\text{п.с}}$ можно заменить суммой площадей элементов (см. рис. 3) с основа-

ниями Δx_i и высотами Δy_j. Каждой точке пластической области сечения витка пружины при этом соответствует своя величина $Z_{i,j}$. Тогда выражение (13) для случая контактного заневоливания принимает вид [8]:

$$M_{\text{кр}} = \sum_{i,j=1}^{\substack{i=n\\ j=m}} M_{\text{кр}i,j} =$$

$$= 2G\sum_{i,j=1}^{\substack{i=n\\ j=m}} \frac{\Delta\text{к}_{i,j}}{Z_{i,j}} \int_{x_{i-1}}^{x_i}\left(\int_{y_{j-1}}^{y_j}\left(x^2+\left(\frac{d}{2}-y\right)^2\right)\mathrm{d}y\right)\mathrm{d}x, \quad (14)$$

где $\Delta\text{к}_{i,j}$ — приращение кручения волокна пружины, проходящего в сечении витка через точку с координатами $x_{\text{ср}i}$, $y_{\text{ср}j}$, мм$^{-1}$.

Осадку пружины при контактном заневоливании [8] определяет разница между приращением $\Delta\text{к}$ кручения при первоначальном сжатии с приложением нагрузки и приращением $\Delta\text{к}_2/K$ кручения при разгрузке:

$$\Delta\text{к} - \frac{\Delta\text{к}_2}{K} = \Delta\text{к} - \frac{32M_{\text{кр}}}{G\pi d^4 K}, \quad (15)$$

где K — коэффициент, учитывающий разницу между средним приращением $\Delta\text{к}_1$ кручения волокон и приращением $\Delta\text{к}$ кручения оси проволоки пружины при первоначальном сжатии из-за разных углов подъема волокон в разных точках сечения витка [8].

Приращение ΔD диаметра пружины [11] определяется с учетом выражения (15):

$$\Delta D = \frac{D^2\sin\alpha}{\cos\alpha}\left(\Delta\text{к} - \frac{32M_{\text{кр}}}{G\pi d^4 K}\right). \quad (16)$$

Изменение высоты рабочей части пружины ΔH_0, мм, [11] составляет

$$\Delta H_0 = L\Delta_{\sin\alpha}, \quad (17)$$

где L — длина развертки рабочей части пружины, мм; $\Delta_{\sin\alpha}$ — изменение угла наклона витков пружины, которое при осадке определяется как [8]

$$\Delta_{\sin\alpha} = \frac{D}{2}\cos\alpha\left(\Delta\text{к} - \frac{\Delta\text{к}_2}{K}\right). \quad (18)$$

С использованием выражений (1)—(18) были исследованы зависимости свободной высоты $H_{0\text{р.уп}}$ рабочей части рассматриваемой пружины от нагрузки пластического упрочнения, а также установлен размер d_0 упругого ядра сечения проволоки пружины в точке с нулевыми координатами. Результаты исследования представлены на рис. 4 и 5.

Получены следующие уравнения, определяющие зависимости высоты (y) рабочей части пружины и диаметра (y') упругого ядра от нагрузки упрочнения в диапазоне нагрузок $(0\div30)F_3$:

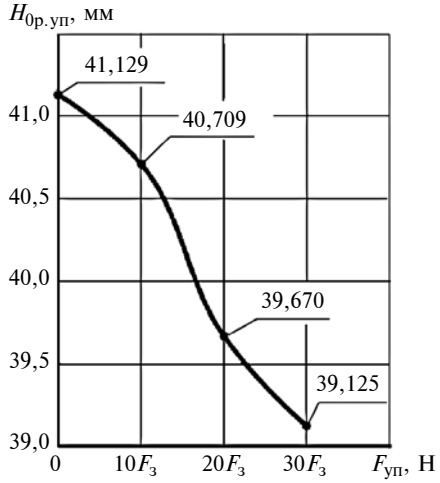


Рис. 4. Зависимость высоты $H_{0\text{р.уп}}$ рабочей части пружины от нагрузки $F_{\text{уп}}$ пластического упрочнения в интервале $(0\div30)F_3$

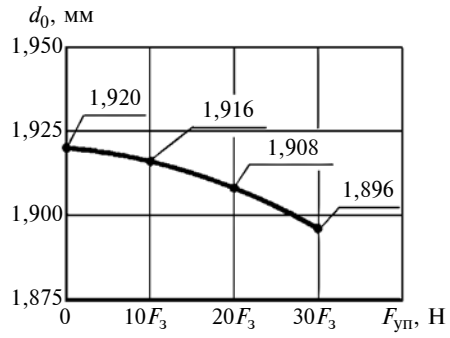


Рис. 5. Зависимость максимального размера d_0 упругого ядра пружины от нагрузки $F_{\text{уп}}$ пластического упрочнения в интервале $(0\div30)F_3$

$$y = -0{,}008x^2 + 0{,}026x + 41{,}12; \quad (19)$$

$$y' = -0{,}0002x^2 - 0{,}002x + 19{,}2. \quad (20)$$

Наибольшая достоверность аппроксимации составила $R^2 = 1$.

Как было установлено [1], свободная высота пружины после пластического упрочнения должна составлять $H_{0\text{уп}} = 42{,}5$ мм, при этом свободная высота рабочей части пружины $H_{0\text{р.уп}} = 39{,}3$. Из уравнения (19) следует, что нагрузка упрочнения пружины должна составлять $F_{\text{уп}} = 17{,}1F_3 = 5301$ Н.

Согласно уравнению (20) при нагрузке $F_{\text{уп}} = 5301$ Н размер упругого ядра $d_0 = 1{,}911$ мм, что не выходит за пределы рекомендованного значения $d_0 \geq 0{,}5d$ [12].

В качестве примера приведем результаты исследования по зависимостям (1)—(18) НДС пружины, нагретой до температуры 250 °С, при нагрузке $30F_3$. Половина сечения витка пружины из проволоки диаметром 2,7 мм была разбита на 49 элементов М1—М49 с координатами x_iy_i в системе коорди-

нат xOy (см. рис. 3), изменявшимися в пределах $x_i = -1{,}35 \div 1{,}35$ мм, $y_i = 0 \div 1{,}35$ мм. На периферии сечения витка в порядке возрастания координаты x_i и уменьшения, а затем увеличения координаты y_i (приведены в скобках в миллиметрах) расположены элементы: М12 [(−1,342...−1,2), (1,2...0,9)]; М23 [(−1,273...−1,2), (0,9...0,6)]; М34 [(−1,122...−0,9), (0,6...0,3)]; М43 [(−0,849...−0,6), (0,3...0)]; М49 [(0,6...0,849), (0,3...0)]; М42 [(0,9...1,122), (0,6...0,3)]; М33 [(1,2...1,273), (0,9...0,6)]; М22 [(1,2...1,342), (1,2...0,9)].

Значения напряжений σ_y сжатия в каждом элементе при нагрузке $30F_3$ определены по зависимости (4). В элементах М1 [(−1,35...−1,2), (1,35...1,2)]÷ М45 [(−0,3...−0,1), (0,3...0)] напряжения сжатия $\sigma_y = 0 \div 1306$ МПа. В элементе М48 [(0,3...0,6), (0,3...0)] напряжения $\sigma_y = 391{,}813$ МПа.

Максимальных значений расчетные напряжения сжатия достигают в зоне контакта витков пружины: в элементе М46 [(−0,1...0,1), (0,3...0)] $\sigma_y = 2868$ МПа; в элементе М47 [(0,1...0,3), (0,3...0)] $\sigma_y = 1991$ МПа. Достаточно большие расчетные значения σ_y не означают, однако, разрушение материала в зоне контакта, так как здесь имеет место пространственное напряженное состояние, в котором все три главных напряжения — сжимающие, вследствие чего расчетные сопротивления при местном смятии принимаются значительно большими, чем при одноосном сжатии [13].

Значения напряжений кручения $\tau_{кр}$ в каждом элементе при нагрузке $30F_3$ определены по зависимости (5). Во всех элементах на периферии сечения витка напряжения кручения оказались практически одинаковыми: $\tau_{кр} \approx 831{,}4$ МПа. В остальных элементах напряжения $\tau_{кр}$ увеличивались от 0 в элементах М46 и М47 до 831,384 МПа в элементах М1, М2 [(−1,2...−0,9), (1,35...1,2)]; М13 [(−1,2...−0,9), (1,2...0,9)]; М24 [(−1,2...−0,9), (0,9...0,6)]; М21 [(0,9...1,2), (1,2...0,9)], М32 [(0,9...1,2), (0,9...0,6)].

При совместном сжатии и кручении интенсивность σ_i напряжений определяли по зависимости [8, 9]

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_y^2 + 3\tau_{кр}^2}.$$

Минимальная интенсивность напряжений $\sigma_i = 133{,}602$ МПа получена в элементе М6 [(−0,1...0,1), (1,35...1,2)], максимальная $\sigma_i = 2868$ МПа — в элементе М46. В 14 элементах сечения витка $\sigma_i = 1440$ МПа. На периферии сечения витка интенсивность напряжений достигает предела текучести.

Моменты кручения для элементов сечения витка составили от нуля (М46, М47) до 96,004 Н · мм (М44 [(−0,6...−0,3), (0,3...0)]). Моменты кручения на периферии сечения витка изменялись от 25,137 Н · мм (М23) до 87,631 Н · мм (М43).

Величина Z в упругой зоне сечения равна 1. С ростом сжимающих напряжений в пластической зоне величина Z увеличивается, напряжения кручения уменьшаются и достигают нуля при $Z \to \infty$ (М46, М47). Уменьшением напряжений кручения в пластической зоне объясняются уменьшения момента кручения пружины после снятия нагрузки и ее осадка.

В результате расчета изменения геометрических параметров пружины по зависимостям (13)—(18) получили:

$$M_{кр} = 4299 \text{ Н} \cdot \text{мм}; \quad \Delta к = 0{,}09 \text{ мм}^{-1};$$
$$\Delta D = 0{,}165 \text{ мм};$$
$$\Delta H_0 = 7{,}175 \text{ мм}; \quad H_0 = 39{,}125 \text{ мм}; \quad \Delta_{\sin\alpha} = 0{,}025.$$

Таким образом, предложен новый способ повышения ресурса высоконагруженных пружин сжатия. В результате исследования НДС пружины определены требуемая нагрузка пластического упрочнения пружины 2101-1007021 клапана, изменения ее геометрических параметров при упрочнении и установлено, что максимальный размер упругого ядра пружины при этом не превышает рекомендованного значения. Результаты исследования подтвердили эффективность нового способа повышения ресурса клапанных пружин.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Лавриненко Ю. А., Белков Е. Г., Фадеев В. В.** Упрочнение пружин. Уфа: Издательский дом "Бизнес-Партнер", 2002. 124 с.
2. **Землянушнова Н. Ю., Тебенко Ю. М., Землянушнов Н. А.** Восстановление винтовых цилиндрических пружин сжатия: Монография. Ставрополь: АГРУС, 2012. 88 с.
3. **Тебенко Ю. М.** Проблемы производства высокоскоростных пружин и пути их решения: Монография. Ставрополь: ООО "Мир данных", 2007. 152 с.
4. **Рахштадт А. Г.** Пружинные стали и сплавы. М.: Металлургия, 1982. 400 с.
5. **Пат. RU 2464119 C1:** МПК B21F 35/00, C21D 9/02. Способ изготовления высоконагруженных пружин сжатия.
6. **Пат. RU 2457917 C1:** МПК B21F 35/00,F16F 1/06. Устройство для контактного заневоливания пружин.
7. **Пат. RU 2481914 C1:** МПК B21F 35/00, B26F1/06. Устройство для контактного заневоливания пружин.
8. **Землянушнова Н. Ю.** Расчет винтовых цилиндрических пружин сжатия при контактном заневоливании: Монография. Ставрополь: АГРУС, 2008. 136 с.
9. **Расчеты** на прочность в машиностроении. Т. II / С. Д. Пономарев, В. Л. Бидерман, К. К. Лихарев и др. М.: МАШГИЗ, 1958. 974 с.
10. **Пономарев С. Д.** Пружины, их расчет и конструирование. М.: МАШГИЗ, 1954. 183 с.
11. **Пономарев С. Д.** Упругопластические расчеты в связи с холодной навивкой цилиндрических пружин // Труды. Вып. 17. М.: Государственное издательство оборонной промышленности, 1952. С. 10—25.
12. **Пономарев С. Д.** К обоснованию размеров упругого ядра в заневоленных пружинах // Изв. вузов. Машиностроение. 1974. № 10. С. 24—27.
13. **Александров А. В., Потапов В. Д., Державин Б. П.** Сопротивление материалов. М.: Высшая школа, 2003. 560 с.

УДК 534.213.001.57

В. В. КОЛЕСНИКОВ, С. М. НЕБОГОВ, канд. техн. наук (ООО "ЧТПЗ-Инжиниринг", Москва),
В. И. ПУНИН, канд. техн. наук, С. А. ЕВСЮКОВ, д-р техн. наук, И. Л. ФЕДОТОВ (МГТУ им. Баумана),
e-mail: vipunin@mail.ru

Исследование дискового концентратора установки для обработки резьбы поверхностным пластическим деформированием с использованием ультразвука[1]

Разработана методика компьютерного моделирования дискового концентратора установки для модификации резьбы поверхностно-пластической деформацией с использованием ультразвуковых колебаний.

Ключевые слова: резьба, модификация, дисковый концентратор, ультразвуковые колебания, насосно-компрессорные трубы, поверхностно-пластическая деформация.

The methodic of computer modeling of disk concentrator of device for thread modification by surface plastic deformation with the use of ultrasonic vibrations is developed.

Keywords: thread, modification, disk concentrator, ultrasonic vibrations, pumping and compressor pipes, surface plastic deformation.

Интенсификацию процессов обработки металлов давлением проводят разными способами — использованием активных сил трения, электромагнитного воздействия, новых видов смазочных материалов и др. Одним из эффективных способов интенсификации технологических процессов (в частности, получения резьбы штамповкой с последующей модификацией) является использование акустической энергии с введением в очаг деформации ультразвуковых колебаний, т. е. применение поверхностно-пластической деформации, позволяющей скорректировать форму и получить высокоточную упрочненную резьбу.

Для поверхностно-пластического деформирования и упрочнения резьбы используют установки, оснащенные ультразвуковой колебательной системой (УЗКС) радиально-стержневого типа, применение которой эффективно в связи с ее высокой устойчивостью к изменению геометрических размеров обрабатываемых заготовок и высокими эксплуатационными характеристиками [1—3]. В такой системе при точном расчете и технологическом исполнении эффективно используются большие возможности ультразвука. При обработке резьбообразующий инструмент навинчивается на резьбу; при этом к месту обработки через преобразователи и радиальный концентратор подается ультразвук и происходит поверхностно-пластическая обработка резьбы. Основным конструктивным элементом УЗКС радиально-стержневого типа (рис. 1) является дисковый концентратор колебаний [4], пьезоэлектрические преобразователи и ультразвуковой инструмент [5].

Для достижения высоких акустических свойств в качестве материала дискового концентратора колебаний выбрана сталь 45, расчетный диаметр диска — 650 мм, масса — 127,4 кг. Расчеты дисковых концентраторов радиальных колебаний проводятся по методике, изложенной в работе [6]. Однако при изготовлении и последующем использовании дисковых концентраторов возникают отклонения от расчетных значений. Это происходит из-за отличия заданных по справочникам физико-механических свойств материалов и скорости распространения звука в них от реально полученных после изготовления диска. На практике приходится дополнительно обрабатывать диск, чтобы "ввести" его в резонанс для эффективности процесса, что требует больших затрат времени и не всегда дает оптимальный результат.

Для проверки и уточнения расчетов спроектированной экспериментальной установки и параметров дискового концентратора проведено ком-

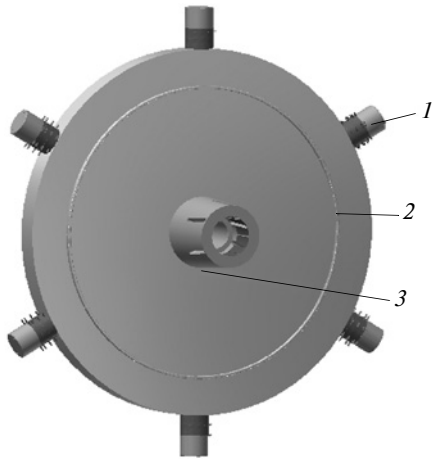


Рис. 1. УЗКС радиально-стержневого типа:
1 — пьезоэлектрические преобразователи; *2* — дисковый концентратор колебаний; *3* — ультразвуковой инструмент

[1] Работа выполнена в рамках ФЦП "Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технического комплекса на 2014—2020 гг." при государственной поддержке Минобрнауки по Соглашению № 14.576.21.0030 от 30.06.2014 г. Уникальный идентификатор проекта RFMEFI57614X0030.

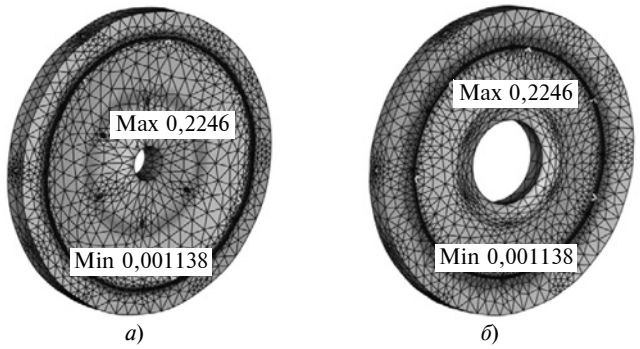


Рис. 2. Результаты моделирования собственных колебаний дискового концентратора колебаний (*а* — нулевая фаза, *б* — фаза 180°)

пьютерное моделирование системы, с помощью которого исследовано влияние геометрических размеров дискового концентратора радиальных колебаний на резонанс, проверены и оптимизированы расчетные данные.

В качестве основы для компьютерного моделирования и расчета конструкции волновода, работающего в области ультразвуковых частот, были использованы российский программный комплекс T-FLEX PLM на базе конечно-элементного анализа и конструкторская программа CAD Autodesk Inventor 2015, что позволило создать трехмерную модель изделия и расчетную конечно-элементную модель, между которыми поддерживается ассоциативная связь: параметрические изменения исходной твердотельной модели автоматически переносятся на сеточную конечно-элементную модель. В зависимости от решаемых задач можно выбрать один или несколько расчетных модулей.

В данной системе для исследования дискового концентратора, созданного на базе Inventor, используется расчетный модуль T-FLEX "Частотный анализ", позволяющий осуществлять расчет собственных (резонансных) частот конструкции и соответствующих форм колебаний. Были исследованы амплитуды ультразвуковых колебаний на участках поверхности контакта дискового концентратора с инструментом и с преобразователями, где они должны быть максимальными, а также на расчетных участках крепления диска, где предпочтительны колебания с минимальными амплитудами.

При проведении частотного анализа были заданы 100 вариантов форм колебаний в диапазоне частот 18 000÷22 000 Гц. В результате моделирования получили 54 формы собственных колебаний дискового концентратора. Оптимальную форму радиальных перемещений (№ 46) получили на резонансной частоте 21 141,416 Гц с ярко выраженными максимумом f_{max} = 0,2246 Гц и минимумом f_{min} = 0,001138 Гц на расчетных диаметрах дискового концентратора колебаний (рис. 2).

На рис. 3 представлены полученные таким же образом результаты моделирования вынужденных колебаний диска УЗКС.

Таким образом, с использованием системы компьютерного моделирования определены резонансные частоты УЗКС. Для дискового концентратора оптимальная собственная частота $f_{опт}$ = 21 141,4 Гц. При этом также подтверждена хорошая сходимость спроектированных и расчетных амплитудных зон по диаметру дискового концентратора.

Полученные результаты показывают, что при рассчитанных параметрах распространения волн габаритные и крепежные размеры УЗКС были определены на этапе конструирования достаточно точно, что позволяет избежать дополнительных затрат времени на изготовление и настройку УЗКС. Исследование дисковых концентраторов колебаний методом компьютерного моделирования показало, что использование современных средств автоматического проектирования позволяет существенно снизить трудозатраты при разработке и изготовлении оборудования и обеспечить его эффективную эксплуатацию путем оптимизации геометрических размеров.

Для создания требуемого технологического оборудования необходимо рассчитать мощность ультразвуковой энергии, используемой при поверхностно-пластическом деформировании резьбы.

Эксперименты показали, что пластическая деформация происходит в первую очередь вдоль плоскостей скольжения (атомных плоскостей с наибольшим количеством атомов). После пластической деформации следы таких проскальзываний в виде так называемых ступенек хорошо видны на поверхности тщательно отшлифованных монокристаллов.

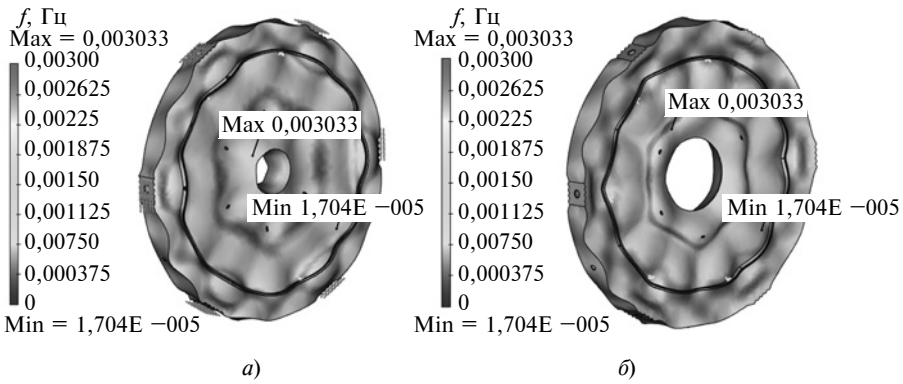


Рис. 3. Результаты моделирования собственных колебаний дискового концентратора колебаний (*а* — нулевая фаза, *б* — фаза 180°)

Во многих сплавах наблюдается явление, называемое "ближним порядком", когда атом одного типа стремится окружить себя преимущественно атомами другого типа, при этом достигается меньшая энергия сплава. При своем движении дислокации с более энергетически выгодными связями разрываются, формируются менее выгодные связи между атомами. На это требуется большая энергия, что приводит к увеличению усилий, необходимых для смещения дислокации и в конечном итоге — к увеличению прочности материала. Перечисленные явления хотя и значительно увеличивают прочность, однако, как правило, существенно уменьшают пластичность материала.

Основное влияние ультразвука на обрабатываемый материал происходит в результате активации дислокаций. Под воздействием внешней акустической энергии атомы начинают совершать колебания около центра равновесия. Эти колебания приводят к движению атомов, они занимают вакансии в кристаллической решетке, которые начинают перемещаться. Дислокации исчезают, "залечиваются" и снова возникают. В процессе обработки осуществляются два режима. В режиме пластической деформации с непрерывной ультразвуковой обработкой движение дислокаций обеспечивает повышение пластичности обрабатываемого материала. В режиме упрочнения обрабатываемого материала необходимо переместить дислокации на поверхность и сократить их количество. Это происходит при активации движения дислокаций, которые собираются в виде облака, при этом крупные зерна дробятся, что приводит к повышению твердости поверхности резьбы.

В поликристаллах материалов, к которым относятся стали, возникают сложные дислокации. На рис. 4 представлена схема деформации кристалла вблизи винтовой дислокации [7].

Пространство вокруг дислокации можно разбить на тонкие цилиндрические слои с внутренним радиусом r и внешним $r + \mathrm{d}r$. Каждый слой на полуплоскости разрезан и соединен со сдвигом на длину вектора $\mathbf{b}$ Бюргерса. В таком случае в первом приближении каждый слой можно считать подвергнутым сдвиговой деформации с относительной деформацией $\varepsilon_{\text{с}} = \mathbf{b}/2\pi r_{\text{д}}$ [7], где $r_{\text{д}}$ — радиус сдвиговой деформации. Плотность $Э_{\text{д}}$ энергии сдвиговой деформации можно вычислить через относительную деформацию $\varepsilon_{\text{с}}$, модуль сдвига G и дополнительную деформацию $\varepsilon_{\Delta\text{с}}$ от сдвига дислокации, вызванную акустической энергией от действия ультразвука, по формуле

$$Э_{\text{д}} = G\left(\frac{\varepsilon_{\text{с}}^2}{2} + \frac{\varepsilon_{\Delta\text{с}}^2}{2}\right). \qquad (1)$$

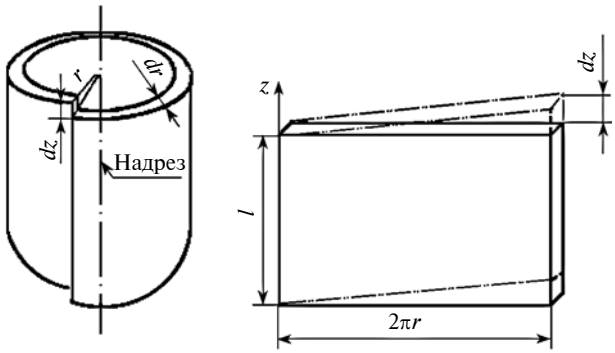


Рис. 4. Схема деформации кристалла вблизи винтовой дислокации

Умножив эту формулу на объем каждого цилиндра $\mathrm{d}V_{\text{д}} = 2\pi r_{\text{д}} l \mathrm{d}r$ и проинтегрировав по всем допустимым значениям $r_{\text{д}}$, получим оценку энергии винтовой дислокации на длине l:

$$Э_l = G\frac{\mathbf{b}^2 l}{4\pi}\left[\ln\left(\frac{R_0}{r_0}\right) + \ln\left(\frac{R_{\text{д}}}{r_{\text{д}}}\right)\right], \qquad (2)$$

где R_0 — среднее расстояние между дислокациями; r_0 — расстояние, равное периоду решетки; $R_{\text{д}}$ — расстояние между дислокациями после воздействия ультразвука.

Полагаем, что в выражении (2) $r_0 = 5 \cdot 10^{-10}$ м, а $R_0 = 100 \div 200$ периодам решетки. Подставив в формулу (2) типичные значения [7] параметров: $\mathbf{b} = 2{,}5 \cdot 10^{-10}$ м; $G = 1011$ Н/м^2; $r_0 = 5 \cdot 10^{-10}$ м; $R_0 = 200 \cdot 10^{-10}$ м, определяем энергию винтовой дислокации в расчете на единицу длины: $Э_l/l = 4 \cdot 10^{-9}$ Дж/м. В расчете на одно межатомное расстояние (т. е. на один атом) получим: $Э_l/\mathbf{b} = 10^{-18}$ Дж/атом = 6 эВ/атом.

Кроме энергии, необходимой для зарождения дислокаций, следует учесть, в течение какого промежутка времени эта энергия будет подводиться, т. е. определить мощность активации дислокаций от воздействия ультразвука по выражению:

$$W_{\text{д}} = \frac{Э_{\text{д}}}{t} = G\frac{\frac{\mathbf{b}^2 l}{4\pi}\left[\ln\left(\frac{R_0}{r_0}\right) + \ln\left(\frac{R_{\text{д}}}{r_{\text{д}}}\right)\right]}{t}. \qquad (3)$$

Таким образом, разработаны методика компьютерного моделирования дискового концентратора и методика определения акустической мощности и энергии, которые позволяют подобрать ультразвуковой генератор, ультразвуковые преобразователи и конструкцию технологической установки для выполнения поверхностно-пластического деформирования резьбы.

УДК 621.7-52

Л. Р. КАШАПОВА, Д. Л. ПАНКРАТОВ, д-р техн. наук, В. Г. ШИБАКОВ, д-р техн. наук
(Набережночелнинский филиал Казанского федерального университета), e-mail: pishite.lile@gmail.com

Автоматизированная оценка надежности технологического процесса листовой штамповки

Показано применение CAE-программы и автоматизированной оценки надежности технологического процесса листовой штамповки для обеспечения его стабильности, повышения технологичности детали и исключения возникновения дефектов при ее изготовлении.

Ключевые слова: листовая штамповка, технологический процесс, автоматизированное проектирование, CAE-программа, надежность.

The application of CAE-program and automated assessment of manufacturing process reliability of sheet-metal forming for assurance of its stability, improvement of part manufacturability and elimination of defect formation at its production is shown.

Keywords: sheet-metal forming, manufacturing process, computer-aided design, CAE-program, reliability.

Листовая штамповка применяется для изготовления машиностроительных изделий широкой номенклатуры: кузовов, рам, усилительных элементов, корпусов. Холодной штамповкой получают детали сложной формы, изготовление которых другими методами обработки или невозможно, или затруднительно [1]. Однако при данной технологии нередко возникают дефекты: складки, разрывы листа, трещины. Причем их возникновение имеет периодический характер, что обусловлено рядом причин: неравномерным распределением показателей механических свойств по листовому материалу в состоянии поставки, износом инструмента и прессового оборудования, предельными значениями геометрических параметров деформирующих элементов штампа, недостаточной технологичностью конструкции изделия. Поэтому для обеспечения требуемого качества детали и стабильности технологического процесса необходимо оптимизировать конструкторские параметры и технологические показатели процесса.

Существующие способы устранения негативных факторов — нагревание заготовки, применение для глубокой вытяжки и формовки специальных материалов, малоэффективны, так как усложняют технологический процесс, повышают трудоемкость и стоимость изделия. Поэтому был предложен метод автоматизированной оценки надежности данного технологического процесса, позволяющий уже на этапе проектирования выявить критические значения значимых параметров и скорректировать их. Данный метод заключается в автоматизированном анализе факторов, определяющих надежность процесса: конструкции и материала детали, предельных значений механических и физических показателей; технических характеристик оборудования и инструмента [2].

Алгоритм оценки надежности технологического процесса представлен на рис. 1.

Исследования процесса штамповки лонжерона грузового автомобиля КамАЗ-5460 показали, что требуется корректировка формы инструмента, а именно переходной кромки матрицы. Сложность изготовления данной детали заключается в возникновении дефектов в местах выемок, т. е. в зонах растяжения (где возможны разрывы листа, вмятины) и в зонах сжатия (где возможно образование складок) (рис. 2).

Выемку под амортизаторы получают формовкой листового металла толщиной 8 мм. Данное деформирование можно рассматривать и как однопозиционную вытяжку. Глубина выемки составляет 70 мм. Наиболее ответственные части рабочих эле-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 53)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Виноградов В. Н., Казанцев В. Ф.** Анализ процесса обратного выдавливания с ультразвуком // Известия вузов. Машиностроение. 1977. № 10. С. 145—149.

2. **Казанцев В. Ф., Карманов А. Л.** Мощность механических потерь и добротность радиальных колебательных систем при больших амплитудах деформации // Создание и применение аппаратуры для ультразвуковых технологических процессов в машиностроении. М.: МАДИ, 1978. С. 28—33.

3. **Казанцев В. Ф., Виноградов В. Н., Небогов С. М.** Применение ультразвуковых радиальных колебаний при штамповке холодным выдавливанием // Известия вузов. Машиностроение. 1980. № 6. С. 106—110.

4. **Васильев П. Е., Казанцев В. Ф.** Дисковые концентраторы радиальных колебаний // Акустический журнал. 1976. Вып. 6. Т. 22. С. 825—829.

5. **Заявка 2014152995 Рос. Федерация:** МКИ B23P 6/00. Инструмент для ультразвуковой обработки конической резьбы деталей.

6. **Виноградов В. Н., Небогов С. М.** Использование радиальных ультразвуковых колебаний при штамповке выдавливанием // Известия вузов. Машиностроение. 1981. № 8. С. 89—93.

7. **Витайкин Б. Е.** Физика твердого тела. Т. 6. Физика в техническом университете // Электронное издание МГТУ им. Н. Э. Баумана. http://fn.bmstu.ru/data-physics/library/physbook/tom6/content.htm

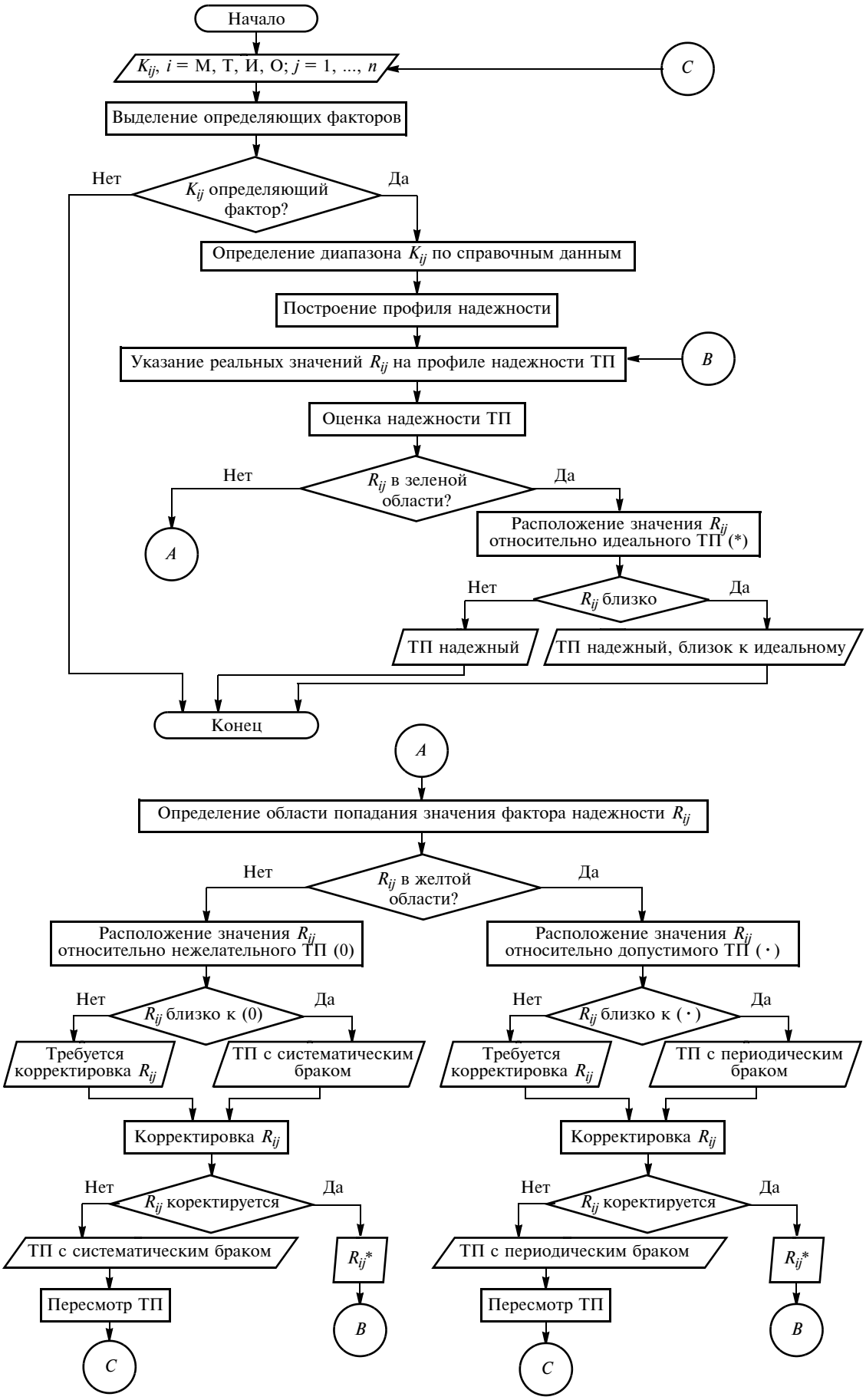


Рис. 1. Алгоритм оценки надежности технологического процесса

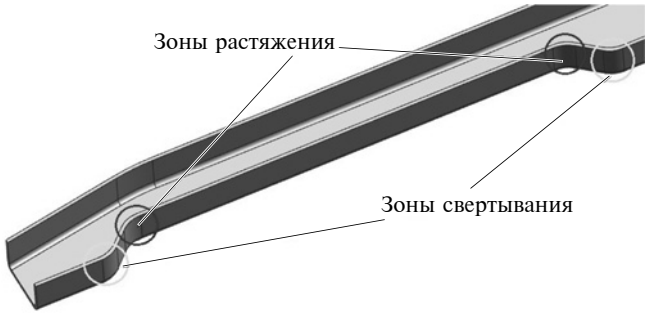


Рис. 2. Зоны дефектов лонжерона автомобиля КамАЗ-5460

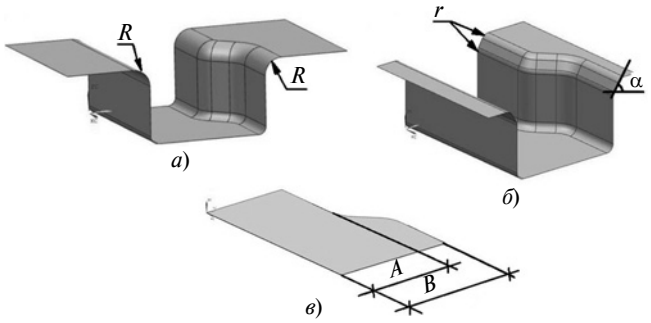


Рис. 3. Модели рабочих поверхностей инструментов формовки дефектного участка лонжерона автомобиля КамАЗ-5460:
а — рабочая поверхность матрицы со скругленной переходной кромкой; *б* — рабочая поверхность матрицы с конической переходной кромкой; *в* — рабочая поверхность прижима

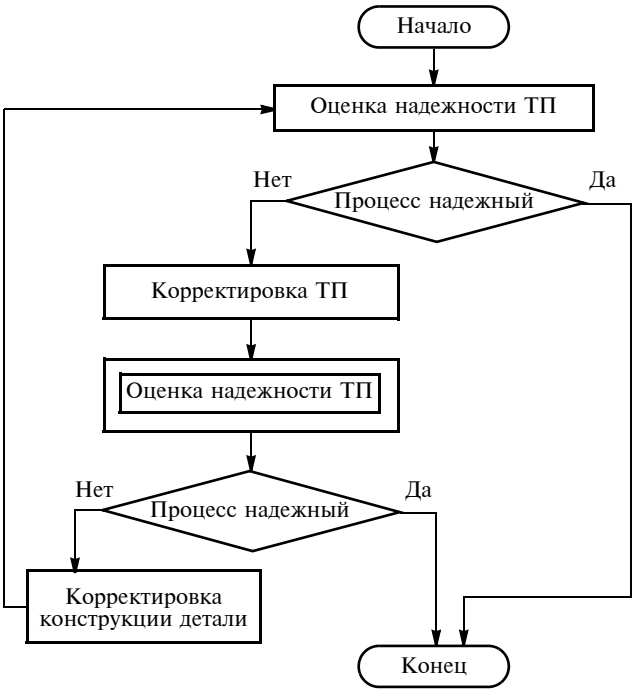


Рис. 4. Алгоритм обеспечения стабильности технологического процесса

ментов штампа — поверхности, контактирующие при вытяжке со штампуемым материалом: скругления, переходные фаски, перетяжные пороги.

На производстве исходный материал проходит входной контроль. Лонжерон имеет простую форму, т. е. это технологичная деталь. Поэтому причиной вышеуказанных дефектов может быть несовершенство штампа, т. е. нерациональная геометрия его деформирующих элементов.

Был определен фактор надежности рассматриваемого технологического процесса — коэффициент $K_{ш5}$, учитывающий неравномерность зазора между рабочими частями штампа, который относится к показателям, характеризующим положение и состояние рабочих элементов инструмента. Коэффициент $K_{ш5}$ зависит от утонения φ, так как уменьшение толщины стенок заготовки напрямую зависит от зазора между матрицей и пуансоном.

Значимые параметры рабочих поверхностей инструментов представлены на рис. 3. Значения утонения φ определены компьютерным моделированием в программном комплексе LS-DYNA. Значения параметров рабочих поверхностей инструментов при разных технологиях приведены в таблице.

По полученным данным построены зависимости утонения от параметров инструментов и определены диапазоны рациональных параметров деформирующих элементов штампа для двух рабочих поверхностей матрицы: со скругленной переходной кромкой; $30^\circ \le R \le 35^\circ$, и с конической переходной кромкой: $60^\circ \le \alpha \le 70^\circ$; $20 \le r \le 25$. Однако и после корректировки по результатам автоматизированной оценки надежности есть вероятность, что устойчивость технологического процесса не будет достигнута и возможен брак при изготовлении изделия. Поэтому алгоритм оценки надежности технологического процесса был дополнен элементом, повышающим технологичность детали (рис. 4).

Проанализируем оптимизацию конструкции детали (рис. 5, *а*, см. обложку), направленную на повышение ее технологичности, с использовани-

Значения параметров рабочих поверхностей инструментов при разных технологиях

Технология	*A*, мм	*B*, мм	*R*, мм	α°	φ, %
Базовая	191,2	261,2	18	—	64
Проектная с изменениями ширины прижима и *R*	181,2	251,2	20 25 30 35 40 45	—	58 88 20 18 19 18
Проектная с изменением ширины прижима и формы переходной кромки	181,2	251,2	25	45 60 70	67 42 44
			30	40 45 60 70	21 35 39 25
			25	45	17

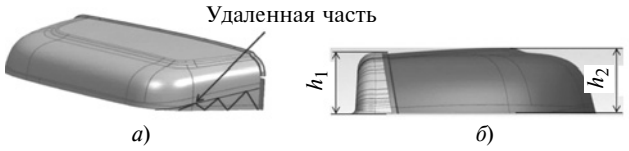


Рис. 6. 3D-модели панели боковой наружной крыши до корректировки (*а*) и после (*б*)

ем 3D-модели. Моделирование осуществляли в программе AutoForm R3.1 для моделирования листовой штамповки. Зоны пластической деформации разной интенсивности при базовой технологии показаны на рис. 5, *б* (см. обложку). Были выявлены следующие недостатки базовой технологии: возможное образование гофров по краям детали; недостаточное упрочнение; вероятность образования незначительных складок в центральной части, что недопустимо для данной детали [3]. 3D-модель сборочного узла после оптимизации конструкции представлена на рис. 5, *в* (см. обложку).

Причины возникновения дефектов заключаются в том, что в начале процесса контакт пуансона с заготовкой происходит по прямой линии и по минимальной площади и имеются зоны с разной глубиной вытяжки.

Для оптимизации формовки — исключения штамповки на боковых панелях, было предложено на операции вытяжки изменить конструкции деталей и сборочного узла: исключить часть детали (см. рис. 6, *а*) и устранить разницу глубин вытяжки (рис. 6, *б*, *в*; $h_1 \approx h_2$). Таким образом, было достигнуто рациональное распределение деформации и улучшены механические показатели изделия (рис. 7, *а*, *б*, см. обложку). Автоматизированная оценка надежности технологического процесса позволила повысить технологичность детали путем оптимизации ее конструкции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Романовский В. П.** Справочник по холодной штамповке. СПб.: Машиностроение, 1979. 520 с.

2. **Кашапова Л. Р., Панкратов Д. Л., Шибаков В. Г.** Методика автоматизированной оценки надежности технологического процесса листовой штамповки на этапе его проектирования // Фундаментальные исследования. 2014. № 8. Ч. 7. С. 1533—1538.

3. **Борисевич В. К., Загирняк М. В., Драгобецкий В. В.** Выбор оптимальных параметров вытяжки листовых заготовок // КШП ОМД. 2009. № 2. С. 38—41.

УДК 621.9

В. П. ТАБАКОВ, д-р техн. наук, Д. И. САГИТОВ, канд. техн. наук (Ульяновский ГТУ), e-mail: sagdam@mail.ru

Применение инструмента с износостойкими покрытиями на операциях резьбонарезания и отрезки заготовок[1]

Рассмотрено влияние многослойных износостойких покрытий на контактные процессы при резании и тепловое состояние инструмента при резьбонарезании и отрезке заготовок. Показана высокая эффективность токарных и отрезных резцов с разработанными покрытиями.

Ключевые слова: инструмент, износостойкие покрытия, резьбонарезание, отрезка, контактные процессы, тепловое состояние, период стойкости.

The influence of multi-layer wear resistant coatings on contact processes at cutting and heat condition of a tool at thread cutting and cutting-off of billets is considered. The high effectiveness of turning and cutoff cutters with the developed coatings is shown.

Keywords: tool, wear resistant coatings, thread cutting, cutting-off, contact processes, heat condition, life period.

Одним из эффективных методов повышения работоспособности режущего инструмента является нанесение износостойких покрытий. Применение однослойных и многослойных покрытий существенно повышает стойкость инструмента при непрерывном и прерывистом резании заготовок из конструкционных сталей, однако они менее эффективны при обработке в аналогичных условиях заготовок из труднообрабатываемых материалов в связи со специфическими условиями их резания [1—7].

Отрезка заготовок и резьбонарезание отличаются от продольного точения большими деформациями стружки, что обусловлено течением металла в результате одновременного резания двумя и более режущими кромками; интенсивным трением по вспомогательным задним поверхностям; высокой теплонапряженностью вершины режущего инструмента. Такие условия резания классифицируют как стесненные, затрудняющие и усложняющие деформацию стружки и снижающие работоспособность инструмента.

Цель работы — разработка и исследование влияния многослойных износостойких покрытий на функциональные параметры процесса резания резьбовых и отрезных токарных резцов.

[1] Работа выполнена в рамках государственного задания Министерства образования и науки РФ № 2014/232.

Таблица 1

Структурные параметры и механические свойства износостойких покрытий

Покрытие	a, нм	β°_{111}	σ_0, МПа	K_o	H, МПа	K_{1c}, МПа · м$^{1/2}$	E, МПа
TiN	0,4235	0,50	−775	1,10	26,4	3,70	287
TiCrN	0,4215	0,60	−1391	1,20	29,5	3,80	334
TiAlN	0,4224	0,65	−980	0,91	30,5	4,07	369
TiCrAlN	0,4224	0,62	−1394	1,25	30,1	4,05	348
TiCrZrN	0,4279	0,63	−1422	1,25	33,5	4,10	354
TiAlCrN	0,4214	0,71	−1610	1,22	34,6	4,06	403

Исследовали однослойные покрытия TiN, TiAlN, TiCrN, TiAlCrN и TiCrZrN толщиной 6 мкм, которые наносили на многогранные неперетачиваемые твердосплавные резьбовые пластины полного профиля CoroThread™ R.166 и отрезные пластины из сплава H13A фирмы Sandvik Coromant (Швеция). В качестве образцов-свидетелей использовали пластины формы DNMA из сплава HTi10 фирмы MITSUBISHI CARBIDE (Япония). Структурные параметры покрытий (период a кристаллической решетки, полуширину β_{111} рентгеновской линии, остаточные напряжения σ_0, параметр J_{111}/J_{200} текстуры) определяли на рентгеновском дифрактомере ДРОН-3М [7, 8]. Механические свойства [микротвердость H, коэффициент отслоения K_o (меньшие его значения свидетельствуют о более прочной адгезии покрытия с инструментальной основой), коэффициент K_{1c} интенсивности напряжений и модуль Юнга E] определяли на микротвердомере фирмы Mitutoyo NH-125 (Япония) по методикам работы [9]. Работоспособность резцов оценивали по периоду стойкости методом планирования полного факторного эксперимента 2^2. Обрабатывали заготовки из сталей 30ХГСА, 38ХГН и 12Х18Н10Т.

Структурные параметры и механические свойства покрытий изменяются при переходе от одноэлементных к двух- и трехэлементным покрытиям (табл. 1). Увеличиваются ширина β_{111} рентгеновской линии, что свидетельствует о микродеформации кристаллической решетки покрытий, и сжимающие остаточные напряжения σ_0. Для двух- и трехэлементных покрытий характерны бóльшие микротвердость H (на 12÷31 %), модуль Юнга E (на 16÷40 %) и коэффициент K_{1c} интенсивности напряжений (на 3÷11 %) относительно аналогичных показателей покрытия TiN. Однако их прочность адгезии по сравнению с покрытием TiN меньше, что показывает более высокий коэффициент K_o отслоения. Исключение составляет покрытие TiAlN.

Результаты исследований влияния износостойких покрытий на контактные характеристики резания и тепловое состояние инструмента при отрезке заготовок и нарезании резьбы, а также при продольном точении [10] представлены в табл. 2 и 3.

Установлены общие закономерности влияния покрытий на контактные характеристики при отрезке заготовок и нарезании резьбы. При нанесении на инструмент одноэлементных покрытий TiN уменьшаются длина C_γ контакта стружки с передней поверхностью, коэффициент K_L укорочения

Таблица 2

Контактные характеристики процесса резания

Покрытие	C_γ, мм	K_L	P_z, Н	P_y, Н	q_N, МПа	q_F, МПа
Отрезка заготовок (v = 88 м/мин; S = 0,2 мм/об; t = 4 мм; заготовка — сталь 30ХГСА)						
Без покрытия	1,00	2,82/2,25	2141/1713	1085/868	457/363	360/285
TiN	0,85	2,42/1,94	1828/1371	961/721	456/338	370/273
TiAlN	0,91	2,64/2,11	1483/1261	1035/776	439/326	367/271
TiAlCrN	0,93	2,71/2,17	1493/1275	1040/780	421/313	352/260
Примечание. В числителе приведены значения при стесненных условиях резания (традиционная отрезка), в знаменателе — при свободном резании (точение выступа шириной, равной ширине режущей пластины)						
Нарезание резьбы на последнем проходе резца (v = 120 м/мин; p = 3 мм; заготовка — сталь 38ХГН)						
Без покрытия	1,32/1,2	1,58/195	4070/5090	1600/2000	167/233	64/94
TiN	0,7/0,67	1,36/1,68	3550/4440	1340/1680	285/346	98/131
TiCrN	0,79/0,7	1,4/1,71	3570/4460	1360/1700	274/308	95/119
TiCrAlN	0,88/0,73	1,44/1,8	3580/4470	1380/1720	264/277	90/110
TiCrZrN	0,9/0,75	1,48/1,86	3590/4480	1380/1730	257/271	89/107
Примечание. В числителе приведены значения для генераторной, в знаменателе — для профильной схем нарезания резьбы						
Продольное точение (v = 180 м/мин; S = 0,15 мм/об; t = 0,5 мм; заготовка — сталь 30ХГСА; пластины — сплав МК8)						
TiN	0,45	1,77	197	114	624	379
TiAlN	0,50	1,91	209	130	596	357
TiAlZrN	0,55	1,99	220	138	570	345
TiZrN	0,51	1,96	216	133	608	362
TiZrCrN	0,57	2,14	237	147	598	354

стружки и составляющие P_z и P_y силы резания по сравнению с инструментом без покрытия. При нанесении многоэлементных покрытий TiAlN и TiAlCrN данные показатели увеличиваются по сравнению с одноэлементным покрытием TiN. Так, при нанесении покрытий TiN с уменьшением длины C_γ контакта повышаются средние нормальные удельные нагрузки q_N, а при нанесении многоэлементных покрытий при увеличении длины C_γ они уменьшаются. Средние касательные удельные нагрузки q_F при нанесении покрытий TiN немного возрастают и остаются практически постоянными при изменении состава покрытия.

Резание тремя кромками резца усложняет отрезку заготовок. Исключение двух вспомогательных кромок из процесса повышает влияние покрытия на контактные характеристики (см. табл. 2). Так, при свободном резании нанесение износостойких покрытий уменьшает составляющие P_z и P_y силы резания соответственно на 16÷20 и 10÷17 % в зависимости от состава покрытия, а при стесненном резании — соответственно на 11÷14,5 и 4÷11 %. Аналогично покрытия влияют и на изменения нормальных (q_N) и касательных (q_F) контактных напряжений.

Резьбонарезание по профильной схеме характеризуется более тяжелыми условиями стружкообразования, например, микротвердость H стружки увеличивается на 10÷30 % по сравнению с генераторной схемой нарезания в зависимости от ширины стружки (рис. 1). Микротвердость стружки для обеих схем резьбонарезания увеличивается с приближением к вершине резца. Это подтверждает более тяжелые условия стружкообразования при профильной схеме резания.

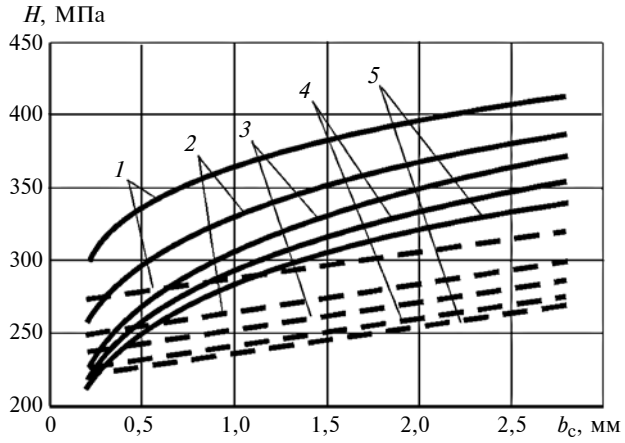


Рис. 1. Распределение микротвердости *H* стружки по ее ширине b_c при нарезании резьбы на заготовке из стали 38ХГН по профильной (сплошные линии) и генераторной (штриховые линии) схемам резцами без покрытия (*1*) и с покрытиями TiN (*2*), TiCrN (*3*), TiCrAlN (*4*) и TiCrZrN (*5*) при скорости v = 120 м/мин и шаге резьбы p = 3 мм

Нанесение износостойких покрытий уменьшает микротвердость стружки вследствие снижения силовой нагрузки на режущий клин. При профильной схеме резания меньшее снижение микротвердости наблюдается у вершины резца, а наибольшее — на противоположной стороне стружки; при генераторной схеме резания микротвердость по всей ширине стружки примерно одинакова, что

Таблица 3

Показатели теплового состояния режущего инструмента

Покрытие	$Q_п$, 10^{-6} Вт	$Q_з$, 10^{-6} Вт	$q_п$, 10^6 Вт	$q_з$, 10^6 Вт	$T_{п.ср}$, °C	$T_{з.ср}$, °C
Отрезка заготовок (v = 88 м/мин; S = 0,2 мм/об; t = 4 мм; заготовка — сталь 30ХГСА)						
Без покрытия	85,1/71,6	−1,2/−1,0	21,3/17,9	−24,1/−20,9	849/712	440/358
TiN	74,6/58,3	−1,1/−0,8	22,0/17,2	−25,4/−19,7	804/628	380/298
TiAlN	77,9/61,0	−1,1/−0,9	21,4/16,7	−24,6/−19,2	810/635	396/312
TiAlCrN	78,2/61,2	−1,1/−0,9	20,4/15,9	−23,4/−18,2	796/623	400/315
Примечание. В числителе приведены значения при стесненных условиях резания (традиционная отрезка), в знаменателе — при свободном резании (точение выступа шириной, равной ширине режущей пластины)						
Нарезание резьбы на последнем проходе резца (v = 120 м/мин; p = 3 мм; заготовка — сталь 38ХГН)						
Без покрытия	49,8/70,7	−1,1/−1,2	4,8/14,5	−5,6/−17,4	674/812	361/450
TiN	34,7/60,5	−0,6/−0,7	6,4/16,9	−7,9/−20,4	636/776	340/428
TiCrN	36,6/64,5	−0,7/−0,9	5,5/13,3	−5,8/−16,6	648/782	341/436
TiCrAlN	38,3/65,7	−0,7/−0,9	4,2/12,7	−5,2/−15,7	653/786	350/420
TiCrZrN	41,2/66,7	−0,7/−0,9	3,5/12,0	−4,1/−15,0	653/790	356/437
Примечание. В числителе приведены значения для генераторной, в знаменателе — для профильной схем нарезания резьбы						
Продольное точение (v = 180 м/мин; S = 0,15 мм/об; t = 0,5 мм; заготовка — сталь 30ХГСА; пластины — сплав МК8)						
TiN	46,0	−8,25	7,3	−11,7	985	478
TiAlN	47,7	−8,53	6,8	−12,1	899	428
TiAlCrN	50,4	−8,91	6,6	−12,7	948	468
TiZrN	50,9	−9,02	7,1	−12,8	911	447
TiZrAlN	52,6	−8,28	6,6	−11,7	925	466

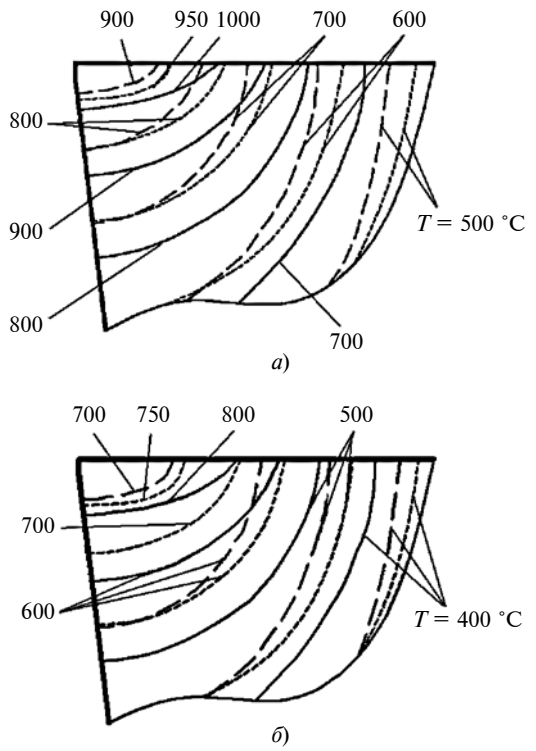


Рис. 2. Распределение температур *T* в режущем клине резца при нарезании резьбы в заготовках из стали 38ХГН по профильной (*а*) и генераторной (*б*) схемам резцами без покрытия (сплошная линия), с покрытиями TiN (длинный пунктир) и TiCrZrN (короткий пунктир) при *v* = 120 м/мин и *p* = 3 мм

свидетельствует о меньшем влиянии покрытий на деформацию стружки на более стесненных участках зоны стружкообразования. С удалением от вершины резца влияние покрытий на микротвердость возрастает.

Для оценки влияния покрытий на контактные характеристики резания (коэффициент K_L укорочения стружки и составляющие P_z, P_y, P_x силы резания) при профильной схеме резьбонарезания использовали специальную заготовку, позволяющую исключить наложение стружек от двух вершинных режущих кромок резца. Установлено (табл. 4), что в этом случае при резании инструментом с покрытием TiN коэффициент K_L уменьшается на 16,5 %, а составляющие силы P_z, P_y и P_x резания — на 22÷17 % по сравнению с обычной профильной схемой нарезания, при которой K_L уменьшается на 13,8 %, а составляющие силы резания — на 16÷12,7 %.

Особенности деформирования стружки при профильной схеме резания инструментом с покрытием влияют на характеристики процесса. При профильной схеме резания коэффициент K_L и составляющие P_z, P_y, P_x силы резания в среднем на 25 % выше по сравнению с генераторной схемой резания. Нанесение покрытий TiN снижает коэффициент K_L и составляющие P_x, P_y и P_z силы резания на 14÷16 % в зависимости от схемы резьбонарезания.

Анализ данных табл. 2 показал, что влияние покрытий на тепловое состояние инструмента при отрезке заготовок и нарезании резьбы одинаково. Покрытие TiN уменьшает мощность $Q_п$ теплового потока на передней поверхности инструмента. Для инструмента с многоэлементными покрытиями бóльшие силы резания способствуют увеличению мощности теплового потока по сравнению с покрытием TiN. Уменьшение длины C_γ контакта при нанесении покрытия TiN несколько увеличивает интенсивность $q_п$ теплового потока по передней поверхности, а увеличение C_γ при использовании многоэлементных покрытий, несмотря на повышение мощности $Q_п$ теплового потока, снижает интенсивности тепловых потоков на передней ($q_п$) и задней ($q_з$) поверхностях по сравнению с инструментом с покрытием TiN. Изменение мощности тепловых потоков на передней ($Q_п$) и задней ($Q_з$) поверхностях и интенсивностей $q_п$ и $q_з$ приводит к изменению контактных температур на них. Покрытие TiN уменьшает контактные температуры по передней ($T_{п.ср}$) и задней ($T_{з.ср}$) поверхностям, а многоэлементные покрытия их увеличивают.

Условия отрезки заготовок и нарезания резьбы также влияют на тепловое состояние режущего инструмента. При отрезке заготовок применение покрытия TiN снижает мощность $Q_п$ теплового потока на передней поверхности на 13 %, при свободном резании — на 19 %. Стесненные условия резьбонарезания по профильной схеме резцом без покрытия вызывают повышение мощности $Q_п$ теплового потока на 42 % и его интенсивности $q_п$ в 3,1 раза на передней поверхности по сравнению с этими показателями при генераторной схеме резания. Для резцов с износостойкими покрытиями показатели $Q_п$ и $q_п$ изменяются соответственно на 62÷74 % и в 2,4—3,4 раза.

Условия отрезки заготовок и нарезания резьбы влияют на формирование температурных полей в режущем клине инструмента. На рис. 2 показаны температурные поля в режущем клине резца, рассчитанные по методике работы [11]. Видно, что независимо от схемы резания наибольшее снижение температуры наблюдается при нарезании резьбы

Таблица 4

Влияние условий на контактные характеристики нарезания резьбы (для последнего прохода резца) на заготовке из стали 38ХГН

Покрытие	P_z, Н	P_y, Н	P_x, Н	K_L
Без покрытия	4330/5090	1670/2000	810/890	1,46/1,95
TiN	3400/4440	1300/1680	670/750	1,22/1,68
TiCrN	3640/4460	1390/1700	670/790	1,32/1,71
TiCrAlN	3640/4470	1400/1720	690/860	1,39/1,8

Примечание. В числителе приведены значения при исключении резания вершиной резца, в знаменателе — при профильной схеме резания; *v* = 120 м/мин; *p* = 3 мм

резцом с покрытием TiN, при этом изотермы температуры в результате уменьшения длины C_γ контакта стружки с передней поверхностью резца смещаются в сторону задней поверхности. Увеличение C_γ, характерное для многоэлементного покрытия TiCrZrN по сравнению с покрытием TiN, наряду с повышением мощности $Q_п$ приводит к смещению изотерм температурных полей в режущем клине от задней поверхности и режущих кромок в глубь инструментальной основы.

Для профильной схемы резания характерны бóльшие температуры в режущем клине и большее смещение соответствующих изотерм в инструментальную основу по сравнению с генераторной схемой резания. Это можно объяснить большей площадью контакта стружки с передней поверхностью резца и меньшей скоростью перемещения стружки по передней поверхности, так как при профильной схеме резания по сравнению с генераторной схемой коэффициент укорочения стружки увеличивается и в инструмент поступает больше теплоты, что вызывает большее смещение изотерм в инструментальную основу.

Аналогичные закономерности наблюдаются и при отрезке заготовок. Нанесение покрытий уменьшает температуры на контактных площадках и в режущем клине резца, а при многоэлементных покрытиях наблюдается наибольший сдвиг изотерм от вершины резца. При этом обеспечивается наилучшее тепловое состояние режущего клина.

Из данных табл. 2 и 3 и результатов исследований можно сделать вывод, что для контактных характеристик и теплового состояния режущего инструмента с покрытиями при отрезке заготовок, резьбонарезании и продольном точении наблюдаются одни и те же закономерности. Учитывая это, многослойные покрытия для токарных отрезных и резьбовых резцов можно формировать, как и покрытия для режущего инструмента, работающего в условиях непрерывного резания, в частности, продольного точения [12]. В качестве верхнего слоя многоэлементных покрытий можно рекомендовать трехэлементные нитридные покрытия TiCrAlN, TiAlCrN и TiCrZrN, большие сжимающие остаточные напряжения в которых способствуют формированию в них при резании высоких нормальных сжимающих напряжений, что повышает сопротивляемость трещинообразованию. Данные покрытия обеспечивают наилучшее тепловое состояние режущего клина инструмента. В качестве нижнего слоя можно использовать покрытия TiCrN и TiAlN, которые по сравнению с трехэлементными покрытиями имеют меньший коэффициент $K_о$ отслоения и, следовательно, обеспечивают бóльшую прочность адгезии с инструментальной основой.

Учитывая технологические особенности установок для нанесения покрытий и составы исследованных покрытий, разработали двухслойные покрытия: для отрезных резцов с верхним слоем TiCrAlN и нижним слоем TiAlN (покрытие TiAlN—TiAlCrN), для резьбовых резцов с верхним слоем TiCrAlN или TiCrZrN и нижним слоем TiCrN (покрытия TiCrN—TiCrAlN и TiCrN—TiCrZrN) [13—15].

Исследования механических свойств и интенсивности изнашивания отрезных и резьбовых резцов позволили определить рациональную конструкцию многослойного покрытия. Минимальная интенсивность изнашивания как при отрезке, так и при нарезании резьбы наблюдается при общей толщине многослойного покрытия 6÷7 мкм и толщине верхнего слоя, равной 40÷60 % от общей толщины многослойного покрытия. Механические свойства и химический состав многослойных покрытий рациональной конструкции представлены в табл. 5.

Установлено, что многослойные покрытия при отрезке заготовок из стали 30ХГСА (рис. 3) повышают стойкость отрезных резцов в 1,8—2,5 раза, а из стали 12Х18Н10Т — в 1,7—1,95 раза; при нарезании резьбы на заготовках из стали 38ХГН (рис. 4) стойкость резцов по сравнению с резцами без покрытия повышается в 4—4,6 раза, а по сравнению с резцами с покрытием TiN — в 2,5—3 раза. Такое повышение стойкости отрезных и резьбовых рез-

Таблица 5

Механические свойства многослойных покрытий

Покрытие	Слой покрытия (верхний/нижний)	Содержание элементов в слоях покрытия, мас. %				$K_о$	H, МПа	K_{1c}, МПа · м$^{1/2}$	E, МПа
		Ti	Cr	Al	Zr				
TiCrN—TiCrAlN	TiCrAlN / TiCrN	78,1 81,4	11,5 18,6	11,4 —	— —	0,12	36,5	4,6	410
TiCrN—TiCrZrN	TiCrZrN / TiCrN	79,8 81,4	12,0 18,6	— —	8,2 —	0,12	37,5	4,9	417
TiAlN—TiAlCrN	TiAlCrN / TiAlN	71,6 82,4	11,1 —	17,3 17,6	— —	0,14	39,2	4,6	424

Примечание. Величины $K_о$, H, K_{1c} и E получены при индентировании верхнего слоя многослойного покрытия

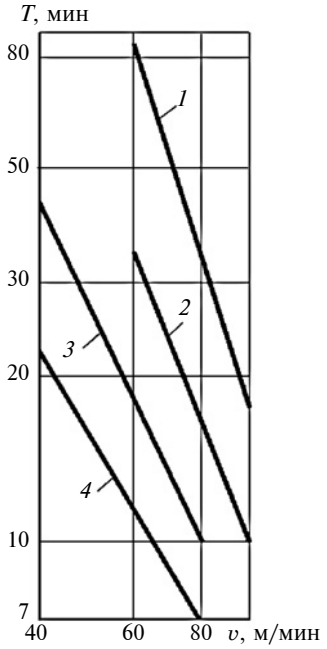


Рис. 3. Влияние скорости *v* резания на период *T* стойкости пластин Т5К10 (*1*, *2*) и Н13А (*3*, *4*) при отрезке заготовок из сталей 30ХГСА (*1*, *2*) и 12Х18Н10Т (*3*, *4*) резцами с покрытиями TiAlN—TiAlCrN (*1*, *3*) и TiN (*2*, *4*) при *S* = 0,15 мм/об, *t* = 4 мм (*1*, *2*) и *S* = 0,1 мм/об, *t* = 4 мм (*3*, *4*)

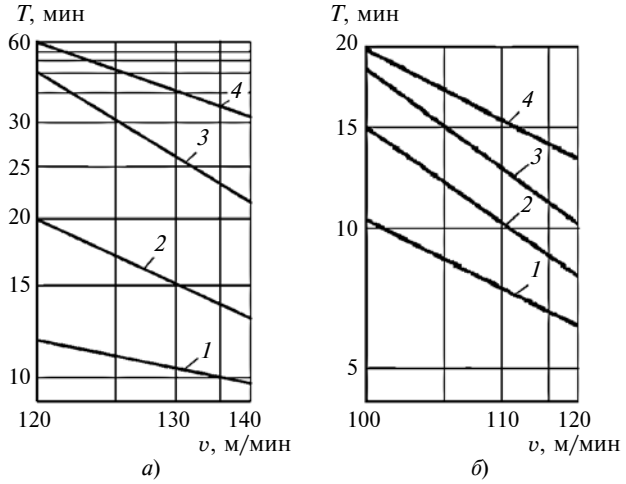


Рис. 4. Влияние скорости *v* резания на период *T* стойкости пластин Н13А при нарезании резьбы на заготовках из сталей 38ХГН (*а*) и 12Х18Н10Т (*б*) резцами без покрытия (*1*) и с покрытиями TiN (*2*), TiCrN—TiCrAlN (*3*) и TiCrN—TiCrZrN (*4*) при *p* = 3 мм

цов связано со снижением теплонапряженности режущего клина инструмента в процессе резания и повышением его формоустойчивости при нанесении многослойных покрытий.

Выводы

1. Стесненные условия резания при отрезке заготовок и нарезании резьбы снижают влияние износостойких покрытий на контактные характеристики процесса резания.

2. При отрезке заготовок, нарезании резьбы и продольном точении наблюдаются одни и те же закономерности изменения контактных характеристик, теплового состояния режущего инструмента при использовании износостойких покрытий.

3. Применение многослойных покрытий при отрезке заготовок и нарезании резьбы повышает период стойкости режущего инструмента в 1,8—3 раза по сравнению с однослойными покрытиями в зависимости от условий обработки и конструкции многослойного покрытия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Верещака А. С.** Работоспособность режущего инструмента с износостойкими покрытиями. М.: Машиностроение, 1993. 336 с.
2. **Табаков В. П.** Формирование износостойких ионно-плазменных покрытий режущего инструмента. М.: Машиностроение, 2008. 311 с.
3. **Верещака А. С., Григорьев С. Н., Табаков В. П.** Методологические принципы создания функциональных покрытий для режущего инструмента // Упрочняющие технологии и покрытия. 2013. № 2. С. 18—32.
4. **Tabakov V. P., Chikhranov A. V.** Multicomponent nitride coatings for improving tool performance // Russian Engineering Research. 2009. V. 29(10). P. 1047—1053.
5. **Tabakov V. P.** The Influence of Machining Condition Forming Multilayer Coatings for Cutting Tools // Key Engineering Materials. Trans Tech Publications. Switzerland. 2012. V. 496. P. 80—85.
6. **Tabakov V. P., Vereschaka A. S.** Development of technological means for formation of multilayer composite coatings, providing increased wear resistance of carbide tools, for different machining condition // Key Engineering Materials. Trans Tech Publications. Switzerland. 2014. V. 581. P. 55—61.
7. **Tabakov V. P., Ezerskii V. I., Polyanskov Yu. V.** Improvement of the work capacity of cutting tools by appropriate changes in the composition of the wear-resistant coating // Russian Engineering Research. 1989. V. 9(12). P. 64—68.
8. **Wear-resistant** coatings with enhanced adhesion properties increase cutting tool life / V. P. Tabakov, Yu. N. Nikolaev, Yu. V. Polyanskov, V. I. Igoshev // Russian Engineering Research. 1990. V. 10(3). P. 115—117.
9. **Табаков В. П., Чихранов А. В.** Определение механических характеристик износостойких ионно-плазменных покрытий на основе нитрида титана // Известия Самарского НЦ РАН. 2010. Т. 12. № 4. С. 292—297.
10. **Tabakov V. P., Chikhranov A. V.** Influence of the composition of three-element nitride coatings on the state and wear of a cutting tool // Russian Engineering Research. 2010. V. 30(1). P. 84—89.
11. **Табаков В. П., Сагитов Д. И.** Повышение износостойкости токарных резьбовых резцов // Технология машиностроения. 2014. № 1. С. 16—19.
12. **Табаков В. П., Ермолаев А. А.** Многослойные покрытия инструмента, работающего в условиях непрерывного резания // СТИН. 2005. № 7. С. 21—25.
13. **Пат. 2414530 Рос. Федерации:** МПК C23C14.06, C23C14/34. Способ получения многослойного покрытия для режущего инструмента.
14. **Пат. 2414532 Рос. Федерации:** МПК C23C14/24, B23B27/14. Способ получения многослойного покрытия для режущего инструмента.
15. **Пат. 2414533 Рос. Федерации:** МПК C23C14/24, B23B27/14. Способ получения многослойного покрытия для режущего инструмента.

УДК 621.9.011

Ю. Г. КАБАЛДИН, д-р техн. наук, А. М. КУЗЬМИШИНА
(Нижегородский ГТУ им. Р. Е. Алексеева), e-mail: uru.40@mail.ru

Квантово-механическое моделирование деформации и разрушения срезаемого слоя при резании

Изложен атомный поход к деформации и разрушению стружки при резании. Установлены связи сопротивления сдвигу и вида стружки с показателями, характеризующими энергетическое состояние кристаллической решетки, ее энергию дефекта упаковки, теплоту плавления. Показано, что постоянство сдвигу при изменении режима резания связано с предельной плотностью дислокаций и формированием аморфно-жидкого состояния.

Ключевые слова: металл, резание, атомная структура, дислокации, деформация, сопротивление сдвигу, примеси, квантово-механическое моделирование.

The atomic approach to deformation and failure of chip at cutting is described. The relations between shearing strength and chip type with indicators, characterizing energy state of crystalline lattice, its stacking fault energy, melting heat, are determined. It is shown, that constant shear strength at change of cutting mode is related with ultimate density of dislocations and formation of amorphous-liquid state.

Keywords: metal, cutting, atomic structure, dislocations, deformation, shearing strength, admixtures, quantum-mechanical modeling.

Требования к повышению эффективности механической обработки обусловливают необходимость углубленных исследований законов физических явлений, сопровождающих отделение срезаемого слоя от заготовки.

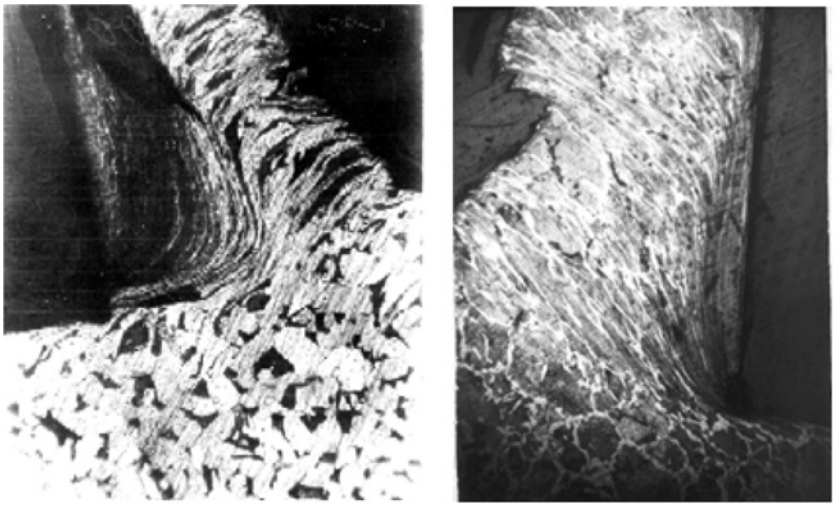
При резании процесс пластической деформации представляет собой сжатие и простой сдвиг [1]. Исследования показали, что на верхней границе зоны стружкообразования и в зоне вторичной деформации (рис. 1) происходят согласованные формоизменения отдельных зерен, которые выстраиваются в цепочку в плоскости сдвига, образуя так называемую текстуру. Экспериментально установлено, что сопротивление пластическому деформированию в условной плоскости сдвига при обработке сталей — величина постоянная, что обусловлено деформационным насыщением (упрочнением), т. е. достижением предельной деформации.

С увеличением скорости обработки изменяется вид стружки — элементная стружка переходит в сливную и далее в сегментную. Последняя образуется при обработке титановых и жаропрочных сплавов уже при низких скоростях резания. Причем при обработке титановых сплавов она формируется в широком диапазоне скоростей резания.

Механизм образования сегментной стружки при высоких скоростях резания одним из первых изучал М. И. Клушин [1], который связал это с адиабатическими условиями деформаций — температурным разупрочнением, т. е. при высоких скоростях резания теплота от деформации в зоне локализованного сдвига не успевает уйти и диффузионные процессы не могут реализоваться, сопротивление τ_c сдвигу снижается.

Так как реализация адиабатического сдвига [2—7] при резании связана прежде всего с низкими теплопроводностью и температуропроводностью, было сделано предположение, что при резании титанового сплава сопротивление τ_c сдвигу меньше, чем при резании сталей.

Достижения в областях физики твердого тела, физики металлов, квантовой механики [8—11]



а) *б*)

Рис. 1. Локализация деформации и текстура в зоне стружкообразования при резании стали 10 при v = 30 (*а*) и 250 м/мин (*б*) (зерна цементита вытянуты вдоль плоскости сдвига)

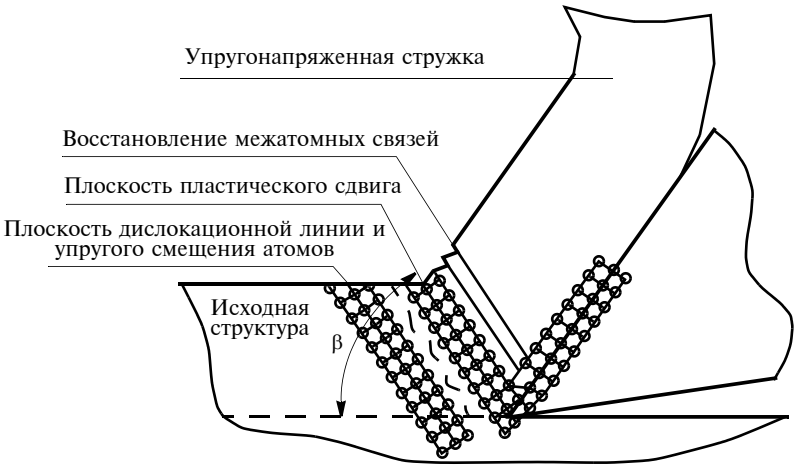


Рис. 2. Структуры обрабатываемого материала на нижней и верхней границах зон стружкообразования, вторичной деформации прирезцового слоя стружки (пластического контакта) и на передней поверхности инструмента

позволяют рассматривать деформации и разрушения срезаемых слоев с позиций взаимодействий атомов, в частности, используя моделирование в разных материалах прочностей межатомных связей, которые определяют сопротивление сдвигу элемента стружки при резании.

Цель данной работы — исследование механизмов пластической деформации на атомном уровне и определение взаимосвязи параметров, обусловливающих сопротивление сдвигу при резании, с параметрами, определяющими механизмы деформаций материалов с разными кристаллическими решетками.

Традиционно пластическую деформацию [8, 9] связывают с началом пластического течения при напряжении τ_c текучести, причем учитывают только деформационное упрочнение, что ошибочно и обусловлено неучетом в теории градиентов напряжений пластического течения. Неоднородность напряженного состояния в деформируемом кристалле вызывает релаксационное пластическое течение. Гидростатические давления способствуют релаксации упругих напряжений на границах зерен. В случае высокой энергии дефекта упаковки (ЭДУ) материала [8, 9] зерно при деформировании поворачивается как целый элемент ввиду высокой подвижности зернограничных дислокаций и возникновения в нагруженном поликристалле напряжений под действием моментов M поворотов, что зависит от обрабатываемого материала и состояния границ зерен. Моменты M поворотов при реализации ротационной моды деформации формируют цепочки зерен вдоль верхней границы стружкообразования, создавая текстуру (см. рис. 1), т. е. согласованный поворот зерен без нарушения сплошности материала при сохранении непрерывности напряжений и деформаций. Исследования показали, что процессы, сдерживающие сдвиговую деформацию зерен, сдерживают и скольжение по границам зерен [8]. В результате сдвиг происходит не в одной плоскости скольжения, а во множестве атомных плоскостей скольжения.

Образование текстуры указывает на эффективную релаксацию концентраторов напряжений в стыках поворачивающихся зерен в результате специфического напряженного состояния в зоне стружкообразования, что обусловливает высокие деформации ($\varepsilon \approx 2 \div 10$) [6] и значительное внутризеренное упрочнение. Следовательно, источники деформации характеризуются самоорганизацией, обеспечивающей самоустановление угла β скольжения (сдвига) [12] и минимизацию затрачиваемой энергии.

На рис. 2 приведена упрощенная схема процесса резания, где условно показаны межатомные связи на нижней и верхней границах сдвига стружки, т. е. в плоскости сдвига. Пластическая деформация в отличие от упругой деформации так значительна, что вызывает разрыв межатомных связей соседних атомов до деформации. Пластическая деформация происходит, если причиной разрыва межатомных связей является повышение напряжений во всем деформированном объеме до величины, равной теоретической прочности, т. е. порядка 0,1B (B — модуль всестороннего сжатия). Однако в большинстве материалов пластическая деформация имеет место при напряжении более низком, чем теоретическая прочность, из-за наличия дислокаций.

Исследования показали, что на сопротивление пластической деформации срезаемого слоя большое влияние оказывают тип кристаллической решетки обрабатываемого материала, его ЭДУ, примеси на границах зерен и способность материала релаксировать на границах зерен. Данные факторы проявляются в видах диссипативных структур, формирующихся в процессе деформации срезаемого слоя и определяющих ее локализацию, т. е. данные факторы определяют вид стружки.

На рис. 3, *а* представлена схема межатомной связи в кристаллической решетке с приложением внешней силы F (a — межатомное расстояние). Дислокации в кристалле приводят к появлению зон, в которых энергия, необходимая для разрыва группы атомных связей, возникает в результате восстановления другой группы связей.

На рис. 3, *б* показано смещение атомов при упругой деформации под действием внешней силы F — верхний атомный ряд относительно нижнего ряда сме-

щается на величину, равную межатомному расстоянию a.

Пластическая деформация может возникнуть не только при наличии в исходной структуре дислокаций, но и в результате образования новых дислокаций. При этом напряжение для начала пластической деформации путем разрыва межатомных связей должно составлять ≈10 % от модуля G сдвига.

Межатомное расстояние железа a = 0,248 нм, энергия дислокации для этого расстояния составляет ≈6 эВ, прочность межатомной связи Fe—Fe равно 4,290 эВ, т. е. энергия дислокации больше прочности межатомных связей Fe—Fe. Следовательно, движение дислокаций будет сопровождаться деформацией кристалла, т. е. разрывом связей. Для разрыва большого числа атомных связей необходим механизм непрерывного генерирования дислокаций, например источник Франка—Рида [13], который обусловлен образованием дислокационных петель диаметром в несколько межатомных расстояний. Энергия деформации в кристалле составляет 0,1В на одно межатомное расстояние a вдоль линии дислокации. Плоскость скольжения дислокации определяется как плоскость, в которой лежат и вектор Бюргерса самой дислокации, и линия дислокации. При движении краевой дислокации по плоскости скольжения от одного узла решетки к другому атомы ядра дислокации совершают перемещения. В результате дислокация перемещается на межатомное расстояние a. Винтовая дислокация может перемещаться из одной плоскости в другую. Важнейшая особенность всех видов дислокаций заключается в том, что сильные искажения кристаллической решетки сосредоточены в непосредственной близости к дислокационной линии и в ядре дислокации, имеющем свою атомную структуру [13].

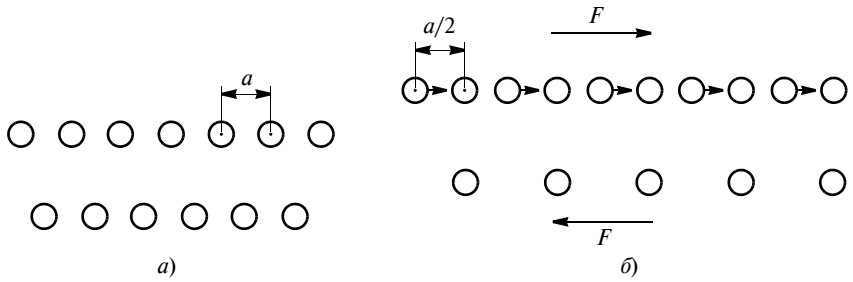


Рис. 3. Исходная атомная структура металла с межатомным расстоянием *a* (*а*) и смещение атомов при приложении внешней силы *F* (*б*)

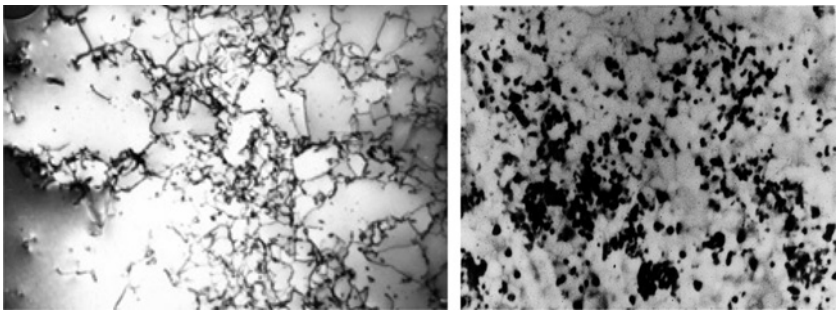


Рис. 4. Дислокационные структуры стали 20 на нижней (*а*) (см. рис. 3) и верхней (*б*) границах зоны стружкообразования

Деформация при повышении плотности ρ дислокаций определяется [13] как $\varepsilon \approx b\rho\bar{l}$, где $\bar{l}$ — средняя длина пробега дислокаций. Следовательно, деформация зависит от плотности ρ дислокаций и средней длины $\bar{l}$ их пробега. Поэтому для образования даже одной дислокационной петли необходима значительно большая энергия, чем для разрыва межатомной связи. Повышение температуры (термическая активация) в кристаллах с первичными связями не может быть источником этой энергии, а следовательно, не может оказывать влияние на сопротивление τ_c сдвигу при резании, т. е. сопротивление сдвигу не зависит от температуры.

Дислокационный аспект процесса резания металлов изложен в работе [14]. Для исследований дислокационной структуры используют высоковольтную электронную микроскопию тонкой фольги. На рис. 4, *а*, *б* представлены микрофотографии дислокационной структуры при резании стали 20 вблизи нижней и верхней границ зоны стружкообразования. Видно хаотическое расположение дислокаций с плотностью $\rho = 2 \cdot 10^6$ см$^{-3}$ и фрагментированная дислокационная структура с плотностью $\rho = 2 \cdot 10^{11}$ см$^{-3}$. Следовательно, при резании в процессе деформации срезаемого слоя изменяются вид дислокационной структуры, деформационное упрочнение и повышаются плотность дислокаций и напряжения сдвига.

С учетом теории дислокаций можно записать зависимость для скорости деформации [13]:

$$\dot{\varepsilon} = \rho b v,$$

где b — вектор Бюргерса; ρ — плотность дислокаций; v — скорость дислокаций.

Вектор Бюргерса определяет направление атомных плоскостей в кристалле, где возникает этот дефект. Поэтому вектор Бюргерса характеризует меру искаженности кристаллической решетки.

Отмечается слабое влияние скорости деформации на сопротивление τ_c сдвигу при обработке легкоплавких металлов (например, меди) [1, 6]. Это связано со способностью дислокаций к

фрагментации и с разницей их скоростей. В металлах с ГЦК решеткой (например, медь) средняя скорость $\bar{v}$ дислокаций на 5—8 порядков выше, чем в металлах с ОЦК решеткой (стали).При высоких скоростях деформации, близких к скорости деформации при резании, средняя скорость $\bar{v}$ может достигать скорости звука [15].

Перед нижней границей зоны стружкообразования (см. рис. 2) обрабатываемый материал имеет и исходную (начальную) плотность дислокаций, и электронную структуру. На нижней границе электронная структура обрабатываемого материала деформируется упруго, т. е. без разрыва межатомных связей. По мере деформации срезаемого слоя повышается плотность дислокаций и происходит разрыв межатомных связей, т. е. деформационное упрочнение. Размер ячеистой структуры программируется уже пределом упругости, т. е. при резании есть зависимость сопротивления τ_c сдвигу от предела упругости.

Склонность обрабатываемого материала к деформационному упрочнению зависит от его электронной структуры, дислокационной структуры, энергии дефекта упаковки, наличия примесей, скорости деформации, температуры, типа кристаллической решетки и т. д., а также от скорости процессов разупрочнения.

В углеродистых сталях основная примесь — углерод, который, располагаясь на границах зерен, способствует их охрупчиванию. С повышением температуры диффузионная подвижность углерода возрастает. Это облегчает проскальзывание зерен, увеличивает размеры стружки и изменяет ее форму. Как отмечалось выше, дислокации не подвержены термической активации, поэтому деформации срезаемого слоя и силы резания снижаются.

Из-за повышения плотности дислокаций в зернах поликристалла деформационное упрочнение и сопротивление τ_c сдвигу при низких температурах зависят от их подвижности, которая определяется ЭДУ обрабатываемого материала, а также охрупчиванием границ зерен. Последнее определяет и вид стружки, не влияя на сопротивление τ_c сдвигу при резании, так как межзеренная деформация составляет не более 20 % от внутризеренной деформации [8].

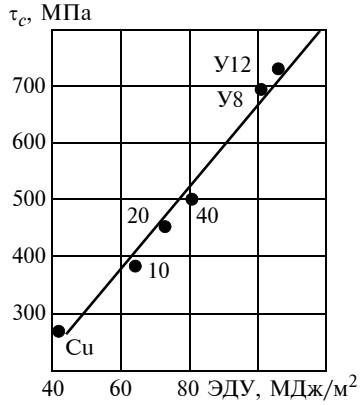


Рис. 5. Зависимость сопротивления τ_c сдвигу от ЭДУ материала

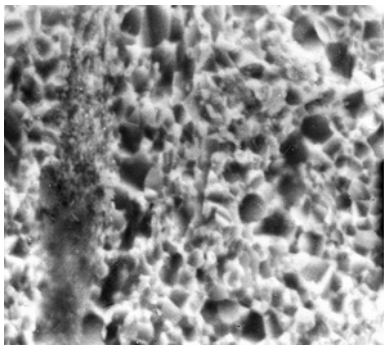


Рис. 6. Локализованный сдвиг в толще стружки стали 10

На рис. 5 представлена зависимость сопротивления τ_c сдвигу от ЭДУ металлов. Установлено, что чем выше ЭДУ металла, тем больше сопротивление τ_c и деформация ε. Это обусловлено влиянием ЭДУ на расщепление дислокаций и на их способность к фрагментации зерен [13], т. е. с повышением межзеренной деформации. Чем выше ЭДУ, тем выше склонность дислокаций к расщеплению и фрагментации, что повышает сопротивление τ_c. В металлах с ОЦК решеткой отмечено очень сильное взаимодействие дислокаций с примесями (например, углеродом), а винтовые дислокации склонны к поперечному скольжению. Примеси, сегрегируя на субграницы дислокационной структуры, повышают их устойчивость и сопротивление скольжению дислокации. В результате сопротивление τ_c при резании высокоуглеродистых сталей увеличивается. Поэтому низкие значения τ_c при резании титановых сплавов следует связать с наличием примесей (водорода и т. д.) на границах зерен и прежде всего с его низкой ЭДУ ввиду закрепления дислокаций примесями.

Как уже указывалось, сопротивление τ_c сдвигу зависит и от деформации ε. Это обусловлено тем, что металлы с низкой ЭДУ относительно металлов с высокой ЭДУ имеют бóльшую продолжительность упрочнения при деформации. Чем ниже ЭДУ, тем позже наступает динамический возврат, и при прочих равных условиях получают большее упрочнение [13]. Поэтому при обработке низкоуглеродистых сталей наблюдаются бóльшие значения ε и меньшие углы β сдвига [6]. С увеличением скорости резания деформация срезаемого слоя уменьшается.

В работе [15] отмечено, что при высокой плотности дислокаций возможно возникновение нового типа субструктуры — полос скольжения, т. е. пластическая деформация локализуется. Локализованные полосы скольжения обнаруживаются в толще стружки экспериментально (рис. 6). Подобная эволюция дислокационной структуры от исходной к хаотической и далее к фрагментированной с последующим образованием полос скольжения наблюдается при различных механических испытаниях [13] (усталостное, на сжатие и растяжение).

В работе [8] показано, что менее чем за 10^{-3} с действия нагрузки формируется дислокаци-

онный ансамбль, поведение которого при последующем нагружении нельзя прогнозировать с учетом только свойств входящих в него единичных дислокаций, так как он приобретает свойства солитона. Поэтому скопление дислокаций высокой плотности, перестроившихся в полосу скольжения (см. рис. 6), следует рассматривать как локализованный источник, т. е. солитон. В работе [15] даны решения эволюционных уравнений гидродинамического типа уединенной волны. Дополнительный анализ показал, что волновые решения, удовлетворяющие этим условиям, оказываются устойчивыми. Таким образом, следствием этих перестроек являются локализованные пространственно-временные структуры (ЛПВС), которые имеют волновую природу. Скорость движения такого дислокационного образования оказывается высокой (близкой к скорости сдвига).

Ряд исследователей полагают [1, 6], что за время сдвига элемента стружки в деформированных объемах могут протекать разупрочняющие процессы, так как температура в зоне стружкообразования может превышать 300 °С. Расчеты показали, что время пребывания деформированных объемов в зоне вторичной деформации ($t_д = 10^{-3} \div 10^{-5}$ с) достаточно для реализации разупрочняющих процессов в результате диффузии углерода, перехода его локальных объемов в жидкое состояние и происходящих затем закалки и отпуска мартенсита. Образование аустенита резко интенсифицирует диффузию углерода в железо. Причем структурные и фазовые превращения могут протекать и в зоне первичной деформации материала при обработке жаропрочных сплавов на низких скоростях резания. В первом приближении критерием интенсивности разупрочняющих процессов в зоне стружкообразования может являться такой показатель упрочнения, как отношение $\tau_с/\tau_т$. Согласно работе [1] для титанового сплава $\tau_с/\tau_т \approx 1{,}26$; для сталей от 3,5 до 3,8; для закаленной стали (30÷35 *HRC*) ≈ 1,07; для жаропрочного сплава ЭИ 961 оно составляет ≈0,91 [3].

Перестройка исходной дислокационной структуры из исходной в фрагментированную совершается с запаздыванием ($\tau_з \approx 10^{-3}$). Время $\tau_з$ запаздывания пластических деформаций зависит от вида обрабатываемого материала и режима резания. С увеличением скорости резания, а следовательно, и скорости $\dot{\varepsilon}$ деформации перестройка дислокационной структуры определяется диффузией точечных дефектов (вакансий) и реализуется перемещением дислокаций [13]. В результате время $\tau_з$ запаздывания будет увеличиваться. Поэтому отношение $\tau_с/\tau_т$ также характеризует запаздывание пластических деформаций при резании вследствие разупрочняющих процессов, а следовательно, и определяет вид стружки при обработке углеродистых сталей.

Анализ показал, что сопротивление $\tau_с$ линейно зависит от теплоты образования обрабатываемого материала, т. е. от количества теплоты, которая необходима для перевода вещества из кристаллического состояния в жидкое разрывом межатомных связей. Это подтверждено экспериментально. Подобно сопротивлению $\tau_с$ сдвига удельная сила q_F трения также постоянна и не зависит от условий резания [6].

Влияние охрупчивания границ зерен в сталях при сегрегации на них примесей, в частности углерода, на вид стружки исследовали с применением моделирования на основе квантово-механических расчетов [16].

Размер кластера обеспечивал необходимую точность воспроизведения сегрегации и достаточное время расчетов. В качестве рассчитываемых параметров были выбраны общая энергия $E_о$ связи в кластере и межатомные расстояния.

Энергия связи кластера, взятая с обратным знаком, представляет собой энергию, которая необходима для разрыва всех межатомных связей в кластере, т. е. для разделения его на отдельные атомы. Энергия связи, приходящаяся на один атом, $E_a = E_о/n$, где n — число атомов в кластере.

Расстояния между атомами должны стремиться к значениям, характерным для кристаллической решетки железа (определяется экспериментально). Для железа с ОЦК решеткой и постоянным межатомным расстоянием $a = 0{,}287$ нм расстояние между атомными слоями должно составлять $a/2$. Поэтому размер кластера должен составлять 30 ат. Fe. При моделировании условий сегрегации полагали, что расстояние между границами зерен равно постоянной величине a решетки.

Таким образом, рассматривали модель кластера из шести слоев с 30 ат., где атомы железа в слоях замещены атомами углерода в несколько большем по размеру кластере, чем кластер только из железа. Данная модель не учитывает все факторы, имеющие место на границах зерен, в том числе и наличие дислокаций, однако отображает адсорбцию на свободную поверхность железа и сегрегацию углерода на межкристаллитные границы. В таблице приведены результаты расчетов на прочность межатомных связей и межатомное расстояние связей Fe—Fe и Fe—C в кластерах.

Энергетические показатели для кластеров Fe—Fe и Fe—C

Кластер	Число атомов	Энергия кластера, эВ	Энергия одного атома, эВ	Межатомное расстояние, нм	Энергия дислокации, эВ
Fe—Fe Fe—C	30	−138,4 −142,2	−4,61 −4,74	0,156 0,154	6

Прочность связей межатомного взаимодействия Fe—C выше, чем у системы Fe—Fe, а длина связи в системе Fe—C меньше длины связи в системе Fe—Fe. Следовательно, границы зерен при наличии примесей препятствуют эстафетной передаче деформации из зерна в зерно. Деформация локализуется в микрообъемах, а сопротивление деформации возрастает. При этом атомы примеси закрепляют дислокации, повышая сопротивление пластическому течению по границам зерен, а следовательно, затрудняют поворот зерен. Таким образом, углерод уменьшает подвижность дислокаций и охрупчивает границы зерен в сталях и тем самым способствует образованию элементной стружки при низких скоростях резания.

С увеличением скорости резания, а следовательно, и с повышением температуры формируется сливная стружка. Этому способствуют диффузионные процессы на границах зерен, облегчающие поворот зерен и межзеренную деформацию. При дальнейшем увеличении скорости резания формирование элементной стружки связано с запаздыванием пластических деформаций. При обработке титановых сплавов и коррозионно-стойких сталей и сплавов формирование элементной стружки также обусловлено охрупчиванием границ зерен примесями, а вид стружки с увеличением скорости резания не изменяется.

При высоких скоростях резания происходит запаздывание пластических деформаций и деформированное состояние перестает соответствовать напряженному состоянию [5, 12]. Причем чем больше скорость резания, тем больше это несоответствие. То есть с увеличением скорости резания в зоне стружкообразования изменяются и напряженное состояние, и деформированное. В зоне вторичной деформации стружки разупрочняющие процессы будут протекать более активно. Во-первых, они будут способствовать запаздыванию пластических деформаций, торможению и снижению скорости стружки; во-вторых, разупрочняющие процессы будут снижать несущую способность стружки, длину контакта стружки с инструментом, а следовательно, изменять напряженное состояние в зоне стружкообразования. В результате угол β сдвига будет уменьшаться. Установлена линейная зависимость отношения $C/в$ (C — длина контакта стружки с инструментом, $в$ — толщина среза) от угла сдвига.

Поэтому с увеличением скорости резания механизм деформации и напряженное состояние в зоне стружкообразования изменятся. Локализация деформации в зоне стружкообразования при высоких скоростях резания в связи с повышением температуры будет происходить в пограничных областях, что ускоряет зернограничное проскальзывание и поворот зерен. В результате размеры (длина и толщина) локализованного сдвига будут уменьшаться, а стружка будет состоять из элементов с менее деформированными зернами внутри, чем в области локализованного сдвига. Это подтверждают значения микротвердостей шлифов стружки. Установлено, что наибольшая микротвердость наблюдается во впадинах между элементами стружки, что указывает на охрупчивание этих зон вследствие хемосорбции в ядра дислокаций (вышедших в полосы скольжения на свободную поверхность) кислорода воздуха и увеличением прочности связи Fe—O. Радиус дислокационной трубки в полосе скольжения составляет $r_d = a$, т. е. больше, чем атомный радиус кислорода $r_к = 0{,}3$ нм. Как показали квантово-механические расчеты, это приводит к формированию более прочных межатомных связей, чем между атомами железа, и уменьшает длину связей между атомами железа и кислорода, а следовательно, закрепляются дислокации и резко уменьшается межзеренная деформация вследствие охрупчивания границ зерен кислородом. При обработке ряда титановых сплавов наблюдается даже самовозгорание стружки.

Таким образом, гипотеза о механизме образования суставчатой стружки, связанная с адиабатическим нагреванием [1], не подтверждается. Установленная зависимость $\tau_с$ от теплоты плавления и результаты электронно-микроскопических исследований, показывающие высокую плотность дислокаций вблизи верхней границы стружкообразования (см. рис. 2), позволяют утверждать, что в плоскости сдвига кристаллическая решетка предельно искажена и происходит фазовый переход с разрывом атомных связей и образованием жидкостно-аморфной фазы с последующим формированием мелкодисперсной структуры, обладающей высокой микротвердостью. Данная структура плохо протравливается и не выявляется на шлифах.

Это объясняет постоянство $\tau_с$ в широком диапазоне скоростей резания. Однако особенностями деформации и разрушения срезаемого слоя при высоких скоростях резания являются резкое уменьшение зоны стружкообразования и чрезвычайно быстрые изменения вида дислокационной структуры (субструктуры). Но завершающий этап сдвига стружки, сопровождающийся локализацией деформации и образованием полос скольжения (см. рис. 6) с переходом в аморфное состояние вследствие высокой плотности дислокаций, а затем вновь в мелкозернистое кристаллическое, сохраняется. Следовательно, причиной образования суставчатой стружки, как показали исследования, являются разупрочняющие процессы типа динамического возврата, так как, во-первых, температура в зоне стружкообразования превосходит температуру динамического возврата, а интенсивность разупрочнения (отношение $\tau_с/\tau_д$), сопротивление сдвигу и скорость $v_{кр}$ перехода от сливной стружки к

суставчатой зависят от ЭДУ обрабатываемого материала; во-вторых, время запаздывания пластических деформаций увеличивается. Установлено, что чем меньше ЭДУ, тем меньше $v_{кр}$. Титановые и жаропрочные сплавы, а также коррозионно-стойкие стали имеют низкие ЭДУ и $v_{кр}$. Следовательно, деформационное упрочнение и сопротивление τ_c сдвигу определяется ЭДУ обрабатываемых материалов (см. рис. 5). Многочисленными исследованиями установлено, что в аустенитных сталях с повышением температуры увеличивается ЭДУ, что приводит к взаимодействию дислокаций с примесями и изменению прочностных и пластических свойств.

В соответствии с выдвинутой гипотезой, причиной снижения $v_{кр}$ при обработке закаленной стали и легированных сталей и сплавов является изменение ЭДУ материала, а не изменение его температуропроводности. Следовательно, появляется возможность управлять формой (видом) стружки, что важно для повышения эффективности обработки. Основной путь управления производительностью резания заключается в увеличении скорости резания. Применение режущего инструмента с покрытием значительно повышает скорость резания, уменьшает силу резания и повышает эффективность механической обработки. Полученные зависимости для сопротивления τ_c и показателя q_F от параметров атомной структуры материалов (ЭДУ, теплоты плавления) позволяют уже на этапе лабораторных испытаний прогнозировать тип стружки и другие показатели процесса обработки.

Проведенные исследования позволили также представить механизм отделения стружки от заготовки. С увеличением пластической деформации плотность дислокаций возрастает (см. рис. 4, *б*) и увеличивается число их пересечений, вызывая быстрое размножение вакансий [15]. Затем вакансии сливаются и образуют поры, сначала субмикроскопические, затем крупные, переходящие в начальные микротрещины, вызывая вязкое разрушение. При обработке таких материалов, как титановые сплавы, высокоуглеродистые стали и т. д., разрушение происходит хрупко.

Кристаллическое строение металлов определяет анизотропию ряда свойств металлов в связи с разной плотностью упаковки атомов по плоскостям и направлениям решетки и с разными расстояниями между плоскостями. Так, текстуры железа после пластической деформации устанавливаются в направлениях {110} и {011}. Образование текстуры повышает несущую способность стружки при обработке углеродистых сталей. При резании титановых сплавов текстуры, как правило, не наблюдаются. Следовательно, фактор упрочнения стружки и показатель τ_c при их обработке оказываются ниже, чем при обработке углеродистой стали.

Исследуя влияние атомной структуры обрабатываемых материалов на деформации и разрушение срезаемого слоя при механообработке, следует учитывать, что прочность межатомных связей определяет электронная структура элементов. В частности, на прочность межатомных связей в переходных металлах большое влияние оказывают *d*- и *s*-электроны. Прочные металлические связи устанавливаются в результате перекрытия валентных электронов *d*- и *s*-оболочек, в результате ядра атомов стягиваются, Поэтому значения сопротивления τ_c сдвигу, коэффициента трения и удельной силы q_F трения определяются числом *d*-электронов в металлах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Клушин М. И.** О физических основах сверхскоростного резания. Горький: ГПИ, 1961. Т. XVII. Вып. 4. С. 15—22.

2. **Бобров В. Ф., Сидельников А. И.** Особенности образования суставчатой и элементной стружек при высокой скорости резания // Вестник машиностроения, 1976. № 7. С. 61—66.

3. **Филимонов Л. Н., Петрашина Л. Н.** Особенности стружкообразования в условиях локального термопластического сдвига при высокоскоростном резании // Вестник машиностроения. 1993. № 5, 6. С. 23—25.

4. **Макаров В. Н., Проскуряков С. Л.** Термодинамика высокоскоростной лезвийной обработки // Вестник машиностроения. 1993. № 5, 6. С. 28—29.

5. **Рехт Р. Ф.** Разрушающий термопластический сдвиг // Тр. Амер. общества инж.-механиков / Пер. с англ. Т. 31. Сер. Е. № 2. М.: МИД, 1964. С. 189—193.

6. **Зорев Н. Н.** Вопросы механики процесса резания. М.: Машгиз, 1956. 365 с.

7. **Потапов В. А.** Третья международная конференция по высокоскоростной обработке // СТИН. 2002. № 5. С. 35—40.

8. **Панин В. Е.** Структурные уровни локализации деформации // Сб. "Кооперативные деформационные процессы и локализация деформации". Киев: Наукова думка, 1989. С. 38—57.

9. **Панин В. Е.** Новая область физики твердого тела // Известия вузов. Физика. 1987. № 1. С. 3—8.

10. **Пригожин И. Р., Гленсдорф Л.** Термодинамическая теория структур, устойчивости и флуктации. М.: Мир, 1973. 280 с.

11. **Хакен Г.** Синергетика. М.: Мир, 1980. 406 с.

12. **Кабалдин Ю. Г.** Резание металлов в условиях адиабатического сдвига элемента стружки // Вестник машиностроения. 1995. № 7. С. 19—25.

13. **Трефилов В. И., Мильман Ю. В., Фирстов С. А.** Физические основы прочности тугоплавких металлов. Киев: Наукова думка, 1975. 315 с.

14. **Старков В. К.** Физика и оптимизация резания материалов. М.: Машиностроение, 2009. 640 с.

15. **Максимов И. Л., Сарафанов Г. Ф., Нагорных С. Н.** Кинетический механизм формирования полосы скольжения в деформируемых кристаллах // Физика твердого тела. 2010. № 37. С. 3169—3178.

16. **Компьютерное** моделирование и исследование наноструктур в процессах обработки резанием на основе квантово-механических расчетов / Ю. Г. Кабалдин, С. В. Серый, О. В. Кретинин и др. Н. Новгород: НГТУ им. Р. Е. Алексеева, 2012. 119 с.

УДК 621.941.1:621.9.015.001.57

В. Б. БОКОВ, канд. техн. наук (Центр инженерной инновации, Университет Виндзора, Канада),
e-mail: vlad.backow@yandex.ru

Конструирование модели шероховатости поверхности при чистовом точении по критерию адекватности. Модель с фактором теории

Предложен новый метод эмпирического моделирования, основанный на использовании данных теоретического моделирования и планируемого эксперимента. Сравнение построений, решений и проверок традиционной эмпирической и предложенной моделей показало более высокую точность последней при больших диапазонах изменений значений значимых факторов.

Ключевые слова: токарная обработка, эксперимент, план, анализ, линейная регрессия, параметр шероховатости поверхности.

The new method of empirical modeling, based on use of data of theoretical modeling and planned experiment, is suggested. The comparison of constructions, solutions and checks of traditional empirical and the suggested models showed the higher accuracy of the latter at large variation range of significant factors values.

Keywords: turning processing, experiment, plan, analysis, linear regression, surface roughness parameter.

В технических науках следует принимать во внимание лежащие в основе изучаемого явления физические законы, на основании которых находят аппроксимирующую функцию истинной неизвестной зависимости отклика от значимых факторов. Данную функцию можно использовать в линейной регрессионной модели вместо степенных преобразований и взаимодействий рассматриваемых факторов для более точного описания изучаемой зависимости [1]. В этом случае для построения функции отклика можно использовать только планы первого порядка. Теоретическая функция может быть функцией всех или подмножества исходных факторов $\xi_1, \xi_2, ..., \xi_k$.

Использование теоретического моделирования в сочетании с диагностическими методами, применяемыми в линейной и нелинейной регрессии (для получения эмпирико-теоретического моделирования), практически отсутствует [2, с. 326]. Поэтому цель данной статьи — представление имеющейся информации и конкретных методов анализа, необходимых для построения эмпирической модели, адекватно описывающей изменение шероховатости поверхности при чистовых токарных обработках и учитывающей данные моделирования. Рассматриваемые модели включают в себя явные математические функции. Эти модели можно использовать для расчета шероховатости при планировании токарной обработки и наладке станка.

Эмпирическое моделирование с фактором теории. В основе расчета шероховатости поверхности может лежать геометрическое моделирование [3; 4, с. 578], при котором учитывается влияние только геометрических параметров режущего инструмента и продольной подачи, но не учитываются другие рассматриваемые в эмпирическом моделировании факторы, от которых зависит шероховатость обрабатываемой поверхности, участвующие в эмпирическом моделировании. При геометрическом моделировании токарной обработки однолезвийным режущим инструментом параметр шероховатости можно рассчитать по формуле

$$\tilde{R} = \frac{B^2}{32Nr}, \qquad (1)$$

где B — продольная подача; Nr — радиус скругления вершины резца.

Однако реальный параметр шероховатости при токарной обработке отличается от рассчитанного по формуле (1) из-за влияния факторов, обусловленных свойствами материала заготовки и его взаимодействием с факторами инструмента и процесса обработки. Как правило, реальное значение хуже расчетного.

Построение и решение модели. Функцию (1), полученную при геометрическом моделировании, можно рассматривать в качестве дополнительного фактора линейной регрессионной модели. Если рассчитать этот фактор для заданных в плане эксперимента значений B и Nr, получим значения нового фактора $\tilde{R}_i$, принимаемые в соответствии с планом эксперимента, описанные в работе [5, табл. 2]. Нормируя эти значения, получим столбец нормированных значений нового фактора x_5, умножив который на параметр β_5 и добавив это произведение к правой части уравнения, постулированной в работе [5] модели

$$R = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_3 x_3 + \beta_4 x_4 + \beta_{12} x_1 x_2 + \beta_{13} x_1 x_3 + \beta_{14} x_1 x_4 + \beta_{23} x_2 x_3 + \beta_{24} x_2 x_4 + \beta_{34} x_3 x_4 + \varepsilon, \qquad (2)$$

получим новую линейную модель:

$$R = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_3 x_3 + \beta_4 x_4 + \beta_{12} x_1 x_2 + \beta_{13} x_1 x_3 + \beta_{14} x_1 x_4 + \beta_{23} x_2 x_3 + \beta_{24} x_2 x_4 + \beta_{34} x_3 x_4 + \beta_5 x_5 + \varepsilon_z. \qquad (3)$$

Это уравнение аппроксимирует истинную зависимость параметра R шероховатости от рассматри-

ваемых факторов линейной комбинацией факторов и их парных взаимодействий, а также включает в себя теоретический фактор, полученный геометрическим моделированием.

Однако вектор-столбец значений фактора x_5 совпадает с вектором-столбцом значений фактора x_2 [5, табл. 2], так как параметр шероховатости по формуле (1) зависит только от одного фактора, включенного в план эксперимента. Таким образом, векторы-столбцы факторов x_2 и x_5 матрицы модели (3) линейно зависимы. Кроме того, для независимой оценки коэффициентов модели (3) необходимо, чтобы все столбцы ее матрицы были ортогональны друг другу, т. е. вектор-столбец фактора x_5 должен быть ортогонален всем остальным столбцам. А так как он линейно зависим от вектора-столбца фактора x_2, то при ортогонализации он обращается в столбец нулей.

Таким образом, для модернизации линейной регрессионной модели (2) нельзя использовать только фактор x_5. Однако модернизация этой модели может осуществляться включением в нее взаимодействии фактора x_5 с ее членами. В этом случае модель (3) принимает вид:

$$R = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_3 x_3 + \beta_4 x_4 + \beta_{12} x_1 x_2 + \\ + \beta_{13} x_1 x_3 + \beta_{14} x_1 x_4 + \beta_{23} x_2 x_3 + \beta_{24} x_2 x_4 + \beta_{34} x_3 x_4 + \\ + \beta_5 x_5 + \beta_{15} x_1 x_5 + \beta_{25} x_2 x_5 + \beta_{35} x_3 x_5 + \beta_{45} x_4 x_5 + \\ + \beta_{125} x_1 x_2 x_5 + \beta_{135} x_1 x_3 x_5 + \beta_{145} x_1 x_4 x_5 + \beta_{235} x_2 x_3 x_5 + \\ + \beta_{245} x_2 x_4 x_5 + \beta_{345} x_3 x_4 x_5 + \varepsilon_z, \qquad (4)$$

Получить матрицу значений дополнительных членов новой модели можно следующим образом. Вектор-столбец нормированных значений фактора x_5 преобразуем в диагональную матрицу $\mathbf{D} = \mathrm{diag}(\mathbf{x}_5)$ и умножим ее левую часть на матрицу $\mathbf{X}$ модели (2), что дает матрицу значений дополнительных членов модели (4) (табл. 1).

Для независимой оценки влияния на отклик взаимодействий факторов дополнительных членов модели (4) каждый столбец матрицы их значений должен быть ортогонален каждому столбцу матрицы $\mathbf{X}$ и присоединяемым к ней столбцам. Последовательное преобразование столбцов дополнительной матрицы и их присоединение к матрице $\mathbf{X}$ следует выполнять так, чтобы каждый присоединяемый столбец был ортогонален всем столбцам матрицы $\mathbf{X}$ и уже присоединенным к ней столбцам [6, с. 383]. Преобразование столбцов осуществляется по формуле

$$\mathbf{z}_{iT} = (\mathbf{I} - \mathbf{Z}(\mathbf{Z}^{\mathrm{T}}\mathbf{Z})^{-1}\mathbf{Z}^{\mathrm{T}})\mathbf{z}_i,$$

где $\mathbf{Z}$ — матрица уже преобразованных столбцов; $\mathbf{z}_i$ — следующий вектор-столбец дополнительной матрицы, подлежащий преобразованию; $\mathbf{z}_{iT}$ — преобразованный вектор-столбец, ортогональный всем столбцам матрицы $\mathbf{Z}$.

Если существует линейная зависимость между столбцами формируемой матрицы $\mathbf{Z}$ и вновь присоединяемым столбцом, то этот столбец будет состоять из нулей и представляемое им взаимодействие фактор дает нулевое воздействие на отклик, поэтому данный столбец присоединять нет смысла.

Для данного преобразования столбцов дополнительной матрицы и присоединения их к матрице модели (2) матрица $\mathbf{X}$ принята в качестве исходной матрицы $\mathbf{Z}$. Это позволило получить новую матрицу модели (табл. 2), ранг которой $\mathrm{rank}(\mathbf{Z}) = p + 4$, так как в ней на три столбца больше, чем в матрице $\mathbf{X}$.

Следовательно, новая модель принимает вид:

$$R = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_3 x_3 + \beta_4 x_4 + \beta_{12} x_1 x_2 + \\ + \beta_{13} x_1 x_3 + \beta_{14} x_1 x_4 + \beta_{23} x_2 x_3 + \beta_{24} x_2 x_4 + \beta_{34} x_3 x_4 + \\ + \beta_{135} x_1 x_3 x_5 + \beta_{145} x_1 x_4 x_5 + \beta_{345} x_3 x_4 x_5 + \varepsilon_z,$$

где ε_z — ошибка этой модели.

Таблица 1

Дополнительная матрица модели с фактором теории

x_0x_5	x_1x_5	x_2x_5	x_3x_5	x_4x_5	$x_1x_2x_5$	$x_1x_3x_5$	$x_1x_4x_5$	$x_2x_3x_5$	$x_2x_4x_5$	$x_3x_4x_5$
−1	1	1	1	1	−1	−1	−1	−1	−1	−1
−1	−1	1	1	1	1	1	1	−1	−1	−1
1	−1	1	−1	−1	−1	1	1	−1	−1	1
1	1	1	−1	−1	1	−1	−1	−1	−1	1
−1	1	1	−1	1	−1	1	−1	1	−1	1
−1	−1	1	−1	1	1	−1	1	1	−1	1
1	−1	1	1	−1	−1	−1	1	1	−1	−1
1	1	1	1	−1	1	1	−1	1	−1	−1
−1	1	1	1	−1	−1	−1	1	−1	1	1
−1	−1	1	1	−1	1	1	−1	−1	1	1
1	−1	1	−1	1	−1	1	−1	−1	1	−1
1	1	1	−1	1	1	−1	1	−1	1	−1
−1	1	1	−1	−1	−1	1	1	1	1	−1
−1	−1	1	−1	−1	1	−1	−1	1	1	−1
1	−1	1	1	1	−1	−1	−1	1	1	1
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Данная модель имеет матричный вид:

$$\mathbf{R} = \mathbf{I}_{\mathrm{M}}\mathbf{Z}\boldsymbol{\beta}_z + \boldsymbol{\varepsilon}_z, \qquad (5)$$

где $\mathbf{Z}$ — матрица модели нормированных значений факторов и их парных взаимодействий, а также взаимодействий с теоретическим фактором и первым столбцом единиц (см. табл. 2); $\boldsymbol{\beta}_z$ — вектор параметров этой модели; $\boldsymbol{\varepsilon}_z$ — вектор ошибок, возможно распределеный нормально в виде $N(\mathbf{0}, \mathbf{I}\sigma^2)$.

Формула оценки параметров $\boldsymbol{\beta}_z$ модели методом наименьших квадратов

$$\hat{\boldsymbol{\beta}}_z = (\mathbf{Z}^{\mathrm{T}}\mathbf{I}_{\mathrm{M}}^{\mathrm{T}}\mathbf{I}_{\mathrm{M}}\mathbf{Z})^{-1}\mathbf{Z}^{\mathrm{T}}\mathbf{I}_{\mathrm{M}}^{\mathrm{T}}\mathbf{R} = (\mathbf{Z}^{\mathrm{T}}\mathbf{Z})^{-1}\mathbf{Z}^{\mathrm{T}}\mathbf{I}_{\mathrm{M}}^{\mathrm{T}}\mathbf{R}/3. \qquad (6)$$

Полученные значения параметров представляется вектором $\hat{\boldsymbol{\beta}}_z^{\mathrm{T}}$ = (1,354; −0,201; 0,084, −0,089; −0,229; 0,038; −0,237; 0,054; 0,020; 0,048; 0,151; 0,031; 0,050; −0,104). Найденная методом наименьших квадратов новая функция линейной регрессионной модели параметра шероховатости имеет вид:

$$\hat{R}z = 1{,}354 - 0{,}201x_1 + 0{,}084x_2 - 0{,}089x_3 - 0{,}229x_4 + 0{,}038x_1x_2 - 0{,}237x_1x_3 + 0{,}054x_1x_4 + 0{,}020x_2x_3 + 0{,}048x_2x_4 + 0{,}151x_3x_4 + 0{,}031x_1x_3x_5 + 0{,}050x_1x_4x_5 - 0{,}104x_3x_4x_5.$$

Проверка адекватности модели. Для модели (5) сумма квадратов остатков SS_{EZ} является суммой квадратов отклонений наблюдаемых значений отклика $\mathbf{R}$ от их ожидаемых значений $\hat{\mathbf{R}}_z = \mathbf{I}_{\mathrm{M}}\mathbf{Z}\hat{\boldsymbol{\beta}}_z$ и определяется выражением

$$SS_{EZ} = (\mathbf{R} - \mathbf{I}_{\mathrm{M}}\mathbf{Z}\hat{\boldsymbol{\beta}}_z)^{\mathrm{T}}(\mathbf{R} - \mathbf{I}_{\mathrm{M}}\mathbf{Z}\hat{\boldsymbol{\beta}}_z), \qquad (7)$$

где $\hat{\boldsymbol{\beta}}_z$ находим из формулы (6).

Подставив формулу (6) в выражение (7), получим:

$$SS_{EZ} = \mathbf{R}^{\mathrm{T}}(\mathbf{I} - \mathbf{H}_{\mathrm{Z}})\mathbf{R},$$

где $\mathbf{H}_{\mathrm{Z}} = \mathbf{I}_{\mathrm{M}}\mathbf{Z}(\mathbf{Z}^{\mathrm{T}}\mathbf{I}_{\mathrm{M}}^{\mathrm{T}}\mathbf{I}_{\mathrm{M}}\mathbf{Z})^{-1}\mathbf{Z}^{\mathrm{T}}\mathbf{I}_{\mathrm{M}}^{\mathrm{T}}$.

Сумма квадратов отклонений средних параметров шероховатости поверхности от их ожидаемых значений известна как сумма квадратов неадекватности и имеет вид:

$$SS_{LFZ} = (\mathbf{I}_{\mathrm{M}}\hat{\bar{\mathbf{R}}} - \mathbf{I}_{\mathrm{M}}\mathbf{Z}\hat{\boldsymbol{\beta}}_z)^{\mathrm{T}}(\mathbf{I}_{\mathrm{M}}\hat{\bar{\mathbf{R}}} - \mathbf{I}_{\mathrm{M}}\mathbf{Z}\hat{\boldsymbol{\beta}}_z).$$

Заменив в последнем уравнении $\hat{\bar{\mathbf{R}}}$ и $\hat{\boldsymbol{\beta}}_z$ их выражениями, получим:

$$SS_{LFZ} = \mathbf{R}^{\mathrm{T}}(\mathbf{H}_{\mathrm{I}} - \mathbf{H}_{\mathrm{Z}})\mathbf{R}. \qquad (8)$$

В выражении (8) SS_{LFZ} является квадратичной формой относительно $\mathbf{R}$ и, так как матрица $\mathbf{H}_{\mathrm{I}}$—$\mathbf{H}_{\mathrm{Z}}$ идемпотентна и $\mathrm{var}(\mathbf{R}) = \mathbf{I}\sigma^2$, то $(1/\sigma^2)(\mathbf{H}_{\mathrm{I}} - \mathbf{H}_{\mathrm{Z}})\mathbf{I}\sigma^2$ также идемпотентна. Таким образом, если $\mathbf{R} \sim N(\mathbf{I}_{\mathrm{M}}\mathbf{Z}\boldsymbol{\beta}_z, \mathbf{I}\sigma^2)$, то $\mathbf{R}^{\mathrm{T}}(\mathbf{H}_{\mathrm{I}} - \mathbf{H}_{\mathrm{Z}})\mathbf{R}$ имеет нецентральное распределение $\chi^2[\mathrm{rank}(\mathbf{H}_{\mathrm{I}} - \mathbf{H}_{\mathrm{Z}}), (\mathbf{I}_{\mathrm{M}}\mathbf{Z}\boldsymbol{\beta}_z)^{\mathrm{T}} \times (\mathbf{H}_{\mathrm{I}} - \mathbf{H}_{\mathrm{Z}})\mathbf{I}_{\mathrm{M}}\mathbf{Z}\boldsymbol{\beta}_z/2]$, следовательно, SS_{LFZ}/σ^2 имеет распределение

$$SS_{LFZ}/\sigma^2 \sim \chi^2[\mathrm{rank}(\mathbf{H}_{\mathrm{I}} - \mathbf{H}_{\mathrm{Z}}),\ \boldsymbol{\beta}_z^{\mathrm{T}}\mathbf{Z}^{\mathrm{T}}\mathbf{I}_{\mathrm{M}}^{\mathrm{T}}(\mathbf{H}_{\mathrm{I}} - \mathbf{H}_{\mathrm{Z}})\mathbf{I}_{\mathrm{M}}\mathbf{Z}\boldsymbol{\beta}_z/(2\sigma^2)] \sim \chi^2\{\mathrm{rank}(\mathbf{I}_{\mathrm{M}}) - \mathrm{rank}(\mathbf{Z}), [\boldsymbol{\beta}_z^{\mathrm{T}}\mathbf{Z}^{\mathrm{T}}\mathbf{I}_{\mathrm{M}}^{\mathrm{T}}\mathbf{I}_{\mathrm{M}}\mathbf{Z}\boldsymbol{\beta}_z - \boldsymbol{\beta}_z^{\mathrm{T}}\mathbf{Z}^{\mathrm{T}}\mathbf{I}_{\mathrm{M}}^{\mathrm{T}}\mathbf{I}_{\mathrm{M}}\mathbf{Z}\boldsymbol{\beta}_z]/(2\sigma^2)\},$$

которое при $\mathrm{rank}(\mathbf{I}_{\mathrm{M}}) = n$ и $\mathrm{rank}(\mathbf{Z}) = p + 4$, сводится к центральному распределению

$$SS_{LFZ}/\sigma^2 \sim \chi^2_{n-p-4}.$$

Таблица 2

Матрица модели с фактором теории и ортогональными столбцами

x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	x_1x_2	x_1x_3	x_1x_4	x_2x_3	x_2x_4	x_3x_4	$x_1x_3x_5$	$x_1x_4x_5$	$x_3x_4x_5$
1	−1	−1	−1	−1	1	1	1	1	1	1	−1	−1	−1
1	1	−1	−1	−1	−1	−1	−1	1	1	1	1	1	−1
1	−1	1	−1	−1	−1	1	1	−1	−1	1	1	1	1
1	1	1	−1	−1	1	−1	−1	−1	−1	1	−1	−1	1
1	−1	−1	1	−1	1	−1	1	−1	1	−1	1	−1	1
1	1	−1	1	−1	−1	1	−1	−1	1	−1	−1	1	1
1	−1	1	1	−1	−1	−1	1	1	−1	−1	−1	1	−1
1	1	1	1	−1	1	1	−1	1	−1	−1	1	−1	−1
1	−1	−1	−1	1	1	1	−1	1	−1	−1	−1	1	1
1	1	−1	−1	1	−1	−1	1	1	−1	−1	1	−1	1
1	−1	1	−1	1	−1	1	−1	−1	1	−1	1	−1	−1
1	1	1	−1	1	1	−1	1	−1	1	−1	−1	1	−1
1	−1	−1	1	1	1	−1	−1	−1	−1	1	1	1	−1
1	1	−1	1	1	−1	1	1	−1	−1	1	−1	−1	−1
1	−1	1	1	1	−1	−1	−1	1	1	1	−1	−1	1
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Таблица 3

Проверка адекватности линейной модели с фактором теории

Источник вариации	Суммы квадратов	Число степеней свободы	Средние квадратичные	F_{LFX}
Неадекватность	$SS_{LFZ} = 0{,}181$	2	$MS_{LFZ} = 0{,}090$	2,116
Чистые ошибки	$SS_{PE} = 1{,}365$	32	$MS_{PE} = 0{,}043$	—
Остатки	$SS_{EZ} = 1{,}546$	34	—	—

Так как произведение $(\mathbf{H}_\mathrm{I} - \mathbf{H}_\mathrm{Z})(\mathbf{I} - \mathbf{H}_\mathrm{I}) = 0$ дает нулевую матрицу, то получаем, что квадратичная форма $\boldsymbol{\beta}_z^\mathrm{T}\mathbf{Z}^\mathrm{T}\mathbf{I}_\mathrm{M}^\mathrm{T}(\mathbf{H}_\mathrm{I} - \mathbf{H}_\mathrm{Z})\mathbf{I}_\mathrm{M}\mathbf{Z}\boldsymbol{\beta}_z/(2\sigma^2)$ не зависит от квадратичной формы $\bar{\mathbf{R}}^\mathrm{T}\mathbf{I}_\mathrm{M}^\mathrm{T}(\mathbf{I} - \mathbf{H}_\mathrm{I})\mathbf{I}_\mathrm{M}\bar{\mathbf{R}}/(2\sigma^2)$. Следовательно, F-статистика неадекватности модели принимает вил:

$$F_{LFZ} = [SS_{LFZ}/(n - p - 4)]/[SS_{PE}/(M - n)].$$

В табл. 3 показана проверка адекватности регрессионной линейной модели (5). Для значимости $\alpha = 0{,}05$ значение F-статистики для этой проверки получено малым ($F_{LFX} = 2{,}116 < F_{0{,}05,\ 2,\ 32} = 3{,}295$). Это означает, что полученная модель — адекватная.

Изучение остатков. Вектор оценок ошибок $\boldsymbol{\varepsilon}_z$ модели известен как вектор остатков и для модели (5) находится из выражения

$$\mathbf{r} = \mathbf{R} - \mathbf{I}_\mathrm{M}\mathbf{Z}\hat{\boldsymbol{\beta}}_z. \qquad (9)$$

Его можно представить как $\mathbf{r} = (\mathbf{I} - \mathbf{H}_\mathrm{Z})\mathbf{R}$, где матрица $\mathbf{I} - \mathbf{H}_\mathrm{Z}$ является симметричной и идемпотентной. Ожидаемые значения остатков нулевые:

$$E(\mathbf{r}) = E[(\mathbf{I} - \mathbf{H}_\mathrm{Z})\mathbf{R}] = (\mathbf{I} - \mathbf{H}_\mathrm{Z})\mathbf{I}_\mathrm{M}\mathbf{Z} = 0,$$

матрица их дисперсий и ковариаций имеет вид:

$$\mathrm{var}(\mathbf{r}) = \mathrm{var}[(\mathbf{I} - \mathbf{H}_\mathrm{Z})\mathbf{R}] = (\mathbf{I} - \mathbf{H}_\mathrm{Z})\sigma^2,$$

что справедливо для остатков всех рассматриваемых линейных регрессионных моделей, матрица которых содержит первый столбец x_0, состоящий из единиц.

Сделанные при моделировании допущения могут также изучаться с использованием остатков. Например, предполагая нормальное распределение ошибок модели, имеем распределение остатков: $\mathbf{r} \sim N[\mathbf{0}, (\mathbf{I} - \mathbf{H}_\mathrm{Z})\sigma^2]$. Представим вектор $\mathbf{r}$ графически, чтобы убедиться, что остатки распределены нормально. Это позволит проверить, не является ли предположение $\boldsymbol{\varepsilon} \sim N(\mathbf{0}, \mathbf{I}\sigma^2)$ ошибочным. При этом игнорируется факт, что $\mathrm{var}(\mathbf{r}) = (\mathbf{I} - \mathbf{H}_\mathrm{Z})\sigma^2$ и остатки коррелированы, так как, по крайней мере, для таблицы с двумя входами и с числом строк и столбцов больше трех эффект корреляции между остатками в графических процедурах, как правило, пренебрежимо мал [7, с. 129].

Для проверки нормальности распределения ошибок можно использовать графический анализ остатков, которые рассчитывают по формуле (9). Зависимость вероятностей нормального распределения остатков показана на рис. 1 — значения образуют почти прямую линию, поэтому можно принять, что остатки имеют нормальное распределение и подтверждается предположение $\boldsymbol{\varepsilon} \sim N(\mathbf{0}, \mathbf{I}\sigma^2)$.

График рассеяния остатков в зависимости от предсказанных величин отклика является основным графическим изображением, которое можно использовать для оценки достаточности функциональной части модели [8].

Значения элементов вектора $\mathbf{r}$ на рис. 2 показывают, что ошибки имеют случайный характер и

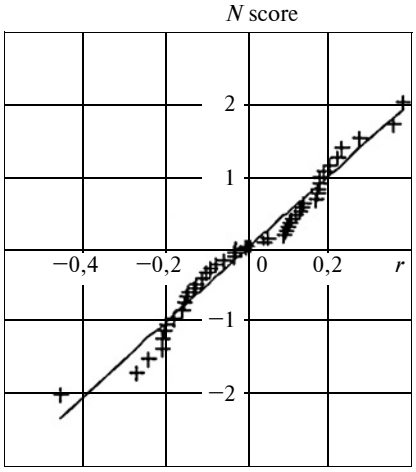


Рис. 1. Вероятности нормального распределения остатков *r*

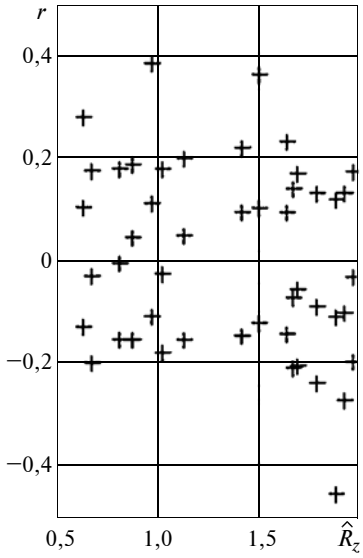


Рис. 2. Рассеяние остатков *r* в зависимости от расчетных значений $\hat{R}z$ шероховатости поверхности

подтверждается статистическая зависимость между откликом и факторами. Это означает, что линейная регрессионная модель с фактором теории удовлетворительно описывает данные эксперимента.

Численный анализ остатков показывает, что сумма квадратов остатков, которая остается необъясненной этой моделью, равна 1,546 (мкм^2), что меньше 2,224 (мкм^2) для модели [5]

$$\mathbf{R} = \mathbf{I}_M \mathbf{X}\boldsymbol{\beta} + \boldsymbol{\varepsilon}. \qquad (10)$$

Выборочное среднеквадратическое отклонение остатков новой модели составляет 0,181 мкм, что меньшее 0,218 мкм для модели (10). Новая модель с фактором теории имеет более высокую точность, так как среднеквадратическое отклонение ее остатков меньше.

В совместном эмпирико-теоретическом моделировании для достижения адекватности модели вместо усложнения ее функции добавлением членов, основанных на взаимодействиях имеющихся факторов, можно использовать новый фактор, основанный на разработанной теории. При использовании теоретической функции можно включить в эмпирическую модель имеющиеся знания о предмете исследования. Эта новая процедура построения и решения модели устраняет главный недостаток линейного регрессионного моделирования, обусловленный отсутствием теоретической информации и данных о механизме изучаемого явления. Такая процедура дает возможность разработать адекватную и более точную модель, которую можно использовать для понимания изучаемого явления и лучшего применения имеющейся информации.

Теория статистического вывода относительно оценки параметров, как правило, предполагает, что истинная модель для данного набора физических данных известна и предварительно определена. Модель можно сформулировать на основании данных, и при большом числе влияющих факторов становится необходимым рассмотрение десятков или даже сотен возможных моделей [9, с. 340]. Но даже если модель предварительно определена на основании имеющихся знаний и скорректирована с использованием эмпирических данных, она может быть сформулирована некорректно. Включение же теоретической функции в эмпирическую модель дает возможность разработать адекватную модель отклика с использованием меньшего объема эмпирических данных. И если другие модели описывают данные неадекватно или неудовлетворительно, то модель, использующая статистически значимые знания и данные, может оказаться наилучшей.

В регрессионном моделировании, использующем теоретическую функцию, теория статистического вывода расширяется, включая создание теоретической модели. Такое моделирование естественно адаптируется для преодоления неопределенности знаний в предметной области. Данное моделирование дает возможность работать с данной неопределенностью и применение компьютерных технологий при формировании модели. Регрессионное моделирование с функцией теоретической модели имеет преимущество расширения номинальной теории статистического вывода за пределы стандартных методов путем включения теоретических рассмотрений. Используя статистически значимую теорию, можно значительно улучшить эмпирическую модель. При этом усовершенствовании можно достичь более высокой точности модели и уменьшить ее неопределенность.

Предложенный метод успешно использован при регрессионном моделировании параметра шероховатости поверхности при точении с учетом расчетов по теоретической модели. Установлено, что при моделировании с использованием теоретических данных и планируемых экспериментов получают более адекватные модели. Проверка подтвердила, что такая модель описывает эмпирические данные значительно лучше обычной линейной регрессионной модели для больших диапазонов значений факторов, влияющих на шероховатость поверхности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Bokov V. B.** First-order response surface modelling of curvilinear relationships // International Journal of Experimental Design and Process Optimization. 2010. V. 1. N 4. P. 327—347.
2. **Ryan T. P.** Modern Engineering Statistics. New York: Wiley, 2007. 586 p.
3. **Fischer H. L., Elrod J. T.** Surface finish as a function of tool geometry and feed: A theoretical approach // Microtechnic. 1971. V. 25. P. 175—178.
4. **Groover M. P.** Fundamentals of Modern Manufacturing: Materials, Processes and Systems. New York: Wiley, 2007. 1022 p.
5. **Боков В. Б.** Создание эмпирической модели шероховатости поверхности после чистового точения по критерию адекватности // Вестник машиностроения. 2016. № 1. С. 73—78.
6. **Draper N. R., Smith H.** Applied Regression Analysis. 1998. 706 p.
7. **Searle S. R.** Linear Models. New York: Wiley, 1971.
8. **NIST/SEMATECH** e-Handbook of Statistical Methods, Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology. 2012. http://www.itl.nist.gov/div898/handbook/pmd/section4/pmd441.htm
9. **Себер Дж.** Линейный регрессионный анализ. М.: Мир, 1980. 456 p.

УДК 621.91:621.753.1:681.39

В. П. ЛЕГАЕВ, д-р техн. наук, Л. К. ГЕНЕРАЛОВ, канд. техн. наук, О. А. ГАЛКОВСКИЙ (Владимирский ГУ), e-mail: legaev@vlsu.ru

Нейросетевой комплекс экстремального управления точностью обработки резанием

Рассмотрено нейросетевое моделирование, позволяющие определять мгновенный экстремум для набора параметров, при которых прогнозируется оптимальная точность обработки детали.

Ключевые слова: фрезерование, погрешность, нейронная сеть.

The neural network modeling, allowing determination of instant extremum for set of parameters, at which the optimal processing accuracy of a part is forecasting, is considered.

Keywords: milling, error, neural network.

Важнейшим требованием современного производства является повышение точности обработки деталей на металлорежущих станках, оснащенных системами ЧПУ. Одно из направлений повышения точности — применение интеллектуальных систем управления, способных оптимизировать режимы резания, оценивать износ инструмента, предотвращать аварийные ситуации и пр.

Переход от изучения процессов резания к их описанию и разработке математических моделей позволяет перейти к решению задачи повышения точности с применением компьютерных технологий, обеспечивающих информационную поддержку системам автоматического управления и учет технологических параметров в ходе обработки, в том числе не регистрируемых техническими средствами.

Продвинуться в решении задач по ускорению отработки и отладки различных моделей, в том числе состояния процесса резания, позволяют компьютерные технологии, усовершенствование операционных систем и программ.

Рассмотрим управление точностью обработки на токарном станке с ЧПУ, оснащенном адаптивной системой управления. Для исследования точности размеров детали, получаемых при обработке, разработана математическая модель системы управления, включающая в себя модель регулятора и процесса резания. Дополнительно разработан наблюдатель состояния процесса резания (НСПР), учитывающий особенности обработки типовых деталей, который позволяет определять текущие параметры процесса резания в ходе обработки и прогнозировать погрешность траектории движения инструмента относительно заготовки. На выходе НСПР формирует корректирующий сигнал для устранения отклонения траектории от заданной, который поступает в канал управления поперечной подачей. Данный сигнал представляет собой дополнительную составляющую в управляющем сигнале, корректирующую глубину резания при появлении реальных возмущающих воздействий.

Модель системы адаптивного управления реализована в программной среде Simulink и позволяет исследовать работу привода с тремя каналами управления, каждый из которых предназначен для отработки одной координаты, а также включает в себя блоки регистрации результатов моделирования и порты для ввода промежуточных данных в подсистему моделирования процесса резания.

Время подачи корректирующего сигнала зависит от частоты вращения шпинделя и устанавливается в соответствующем блоке подпрограммы Subsystem. Режимы обработки при моделировании назначали в соответствии со значениями, указанными в технической документации на обрабатываемую деталь.

Рассмотрим растачивание отверстия в детали диаметром $23^{+0,023}$ мм и длиной 42 мм. Материал детали — сплав Лс 59-1. Растачивание выполняли на токарно-фрезерном обрабатывающем центре ЕХ-910 на следующих режимах: глубина резания — 0,3 мм, подача — 0,04 мм/об; скорость резания — 65 м/мин.

При обработке партии деталей отклонение конусности отверстия достигало 0,033 мм, что превышает допуск на 0,013 мм.

Использование НСПР в системе программного управления позволило скорректировать траекторию движения инструмента и обеспечить отклонения размеров в партии деталей не более 0,012 мм. Однако дальнейшее повышение точности обработки данным методом связано с устранением допущений, сделанных при разработке математической модели НСПР, что вызывает значительные трудности.

Для решения данной задачи использовали информационную поддержку, базирующуюся на нейросетевых технологиях, которые позволяют по конечным результатам экспериментов установить величину управляющих воздействий для достижения требуемой точности обработки. При этом нейросетевая модель системы управления позволяет компенсировать неточности, обусловленные несовершенством математического описания нестационарных и нелинейных характеристик процесса резания, без применения функциональных зависимостей, связывающих параметры процесса резания с точностью обработки.

Регулятор описывается уравнениями преобразования электрической энергии в механическую; блок процесса резания включает в себя уравнения силы резания, составляющие упругих перемещений заготовки и элементов станка, погрешности обработки, обусловленные износом инструмента, изменением температуры, установкой заготовок, базированием и пр.

Математическая модель резания описывает процесс при постоянной скорости и устойчивом процессе стружкообразования с учетом следующих допущений: свойства обрабатываемого материала постоянны, срезаемый припуск не изменяется по периметру заготовки, усилие резания постоянно в установившемся режиме.

Применение нейросетевого моделирования выгодно отличается от применения математического тем, что при создании искусственной нейронной сети (ИНС) в расчете используется вся совокупность значимых факторов, а процесс рассматривается как единое целое.

Искусственная нейронная сеть способна определять закон изменения рассматриваемого процесса, правила изменения которого неизвестны, ввиду ее способности к накоплению и последующей репрезентации опытного знания, что делает ее альтернативой полноценной математической модели.

Аналогично адаптивным системам автоматического управления станков с ЧПУ нейросетевые технологии обработки информации позволяют создавать системы, в которых адаптация осуществляется посредством параллельных операций ассоциирования. Правила ассоциирования генерирует сама система, обучаясь на примерах и корректируя свое функционирование по уже полученным результатам.

Основным элементом искусственной нейронной сети является нейронный элемент или формальный нейрон, осуществляющий операцию нелинейного преобразования суммы произведений входных сигналов в коэффициенты значимости.

Синтез нейронной сети для моделирования процесса управления точностью обработки существенно зависит от решаемой задачи, поэтому основной принцип ее работы связан с выбором топологии нейросетевых архитектур.

Выбор топологии сети обусловлен условиями включения в среду числового программного управления (ЧПУ), числа вычислительных процедур и времени моделирования, поскольку сеть должна генерировать выходное числовое значение, соответствующее погрешности обработки детали при заданных режимах. При этом функция активации должна обладать нелинейностью и аппроксимирующей направленностью.

Любую ИНС можно сконструировать так, чтобы она реагировала на входное пространство по требуемому закону. Однако при условии генерации на выходе сети итоговой погрешности относительно параметров обработки и сохранении максимальной простоты архитектуры сеть должна соответствовать требованиям точности прогнозируемых параметров. Поэтому наиболее оправданным решением является применение логистической функции активации, специально подобранной для моделирования системы адаптивного управления. Данный подход обеспечил необходимую точность при минимальной конструктивной простоте. По сути, логистическая функция активации нейронов является нейросетевым эквивалентом обобщенной целевой функции, т. е. имеет максимальную точность, задаваемую при моделировании процесса резания. Под целевой функцией следует понимать влияние совокупности рассматриваемых факторов на процесс обработки.

К таким нейронным сетям относятся многослойный персептрон Розенблатта и радиальная базисная нейронная сеть (РБФ сеть), являющиеся универсальными аппроксиматорами. Главное отличие сетей состоит в том, что многослойный персептрон обеспечивает глобальную аппроксимацию нелинейного отображения, в то время как РБФ сеть с помощью экспоненциально уменьшающихся локальных нелинейностей создает локальную аппроксимацию нелинейного отображения.

При решении задачи экстремального управления создание ИНС сводилось к восстановлению гиперплоскости по имеющимся точкам, т. е. использованию аппроксимирующей функции активации нейронов. Под данной гиперплоскостью следует понимать пространство распределения трех рассматриваемых нейронной сетью факторов в собственном трехмерном пространстве. Поверхность отклика каждого нейронного элемента РБФ сети представляет собой гауссову функцию колоколообразной формы с вершиной в центре. Каждый нейронный элемент при этом отвечает за свою область данной гиперплоскости.

Особенностью РБФ сети является использование одного скрытого слоя, который обеспечивает программную простоту. Скрытый слой РБФ сети — нелинейный, аргумент функции активации каждого скрытого узла РБФ сети представляет собой Евклидово расстояние между входным вектором и центром радиальной функции [1]. Конструирование ИНС при этом сводится к обеспечению максимальной скорости обработки поступающих данных при минимальном числе функциональных элементов.

При этом в качестве основной функции ядра применяется многомерное распределение Гаусса:

$$K(x) = \frac{1}{(2\pi)m_0/2}\exp\left(-\frac{\|x\|^2}{2}\right),$$

где m_0 — размерность входного вектора.

Выбор обусловлен тем, что экспоненциальное распределение обеспечивает большую точность монотонной локальной аппроксимации нелинейного отображения рассматриваемого процесса резания.

Однако данная система, как и любая другая, имеет недостатки. В теории нейронных сетей скрытые нейроны, реализующие набор функций, являются набором произвольного базиса для разложения входных векторов. Внутренняя сложность класса аппроксимирующих функций экспоненциально возрастает с увеличением отношения m_0/s, где s — индекс гладкости, определяемый как число ограничений, накладываемых на аппроксимирующие функции этого класса. Следовательно, независимо от используемого метода аппроксимации при постоянном индексе s гладкости число параметров, необходимых для достижения требуемой точности функции аппроксимации, экспоненциально возрастает в зависимости от размерности входного пространства m_0.

Единственным способом добиться независимости скорости сходимости от размерности входного сигнала является увеличение индекса гладкости, от которого зависит число параметров в аппроксимирующей функции.

Это влияет и на погрешность сети, которая определяется ошибкой аппроксимации, вызванной ограниченной мощностью сети, недостаточной для представления целевой функции. То есть сеть воспроизводит закономерность влияния целевой функции на процесс обработки с некоторым отклонением, связанным с недостаточностью объема информации, содержащегося в обучающих примерах.

Данное ограничение использования системы не является критичным, так как множество учитываемых параметров, являющихся входными векторами сети, варьируется в заранее известных пределах, а ИНС обучена на базе данных, полученных в заранее установленных промышленных условиях с контролируемой ошибкой обучения при проверке получаемой точности.

Следующий этап — разработка алгоритма обучения сети. Известно, что знания нейронной сети были ограничены интервалом, на котором она обучалась; обучающий интервал получен опытным путем.

В результате нейросетевая модель обучена по данным, которые уже содержат полный спектр закономерностей и зависимостей, определяющих процесс обработки детали, причем модель учитывает действие неизвестных факторов. При этом отсутствовала необходимость определять функциональные зависимости этих факторов и их включение в математическую модель процесса обработки. В этом и заключается преимущество нейросетевой модели относительно функциональной модели.

При обучении необходимо организовать обучающее множество таким образом, чтобы оно несло достаточный объем полезной информации о процессе резания. Обучение на примере физических данных, рассматриваемое как задача восстановления гиперплоскости, является плохо обусловленной задачей [2].

Для устранения данного недостатка использовали метод регуляризации А. Н. Тихонова [3], который заключается в стабилизации решения с помощью некоторой вспомогательной неотрицательной функции, которая несет в себе априорную информацию о решении. При этом необходимо отслеживать количество точек в обучающемся множестве. Если число точек значительно превышает число степеней свободы самого физического процесса, то задача становится избыточно определенной, что станет причиной переобучения сети.

Для подтверждения теории проведено нейросетевое моделирование рассмотренного ранее примера. Нейронную сеть протестировали в программной среде MATLAB.

Для создания радиальных базисных сетей общего вида в MATLAB предназначены М-функции newrbe и newrb. Входными аргументами функции newrbe являются массивы входных векторов P и целей T, а также параметр влияния SPREAD. Она возвращает радиальную базисную сеть с такими коэффициентами значимости и смещениями, что ее выходы точно соответствуют целям T. Функция newrbe создает столько нейронов радиального базисного слоя, сколько имеется входных векторов в массиве P, и устанавливает значимости первого слоя равными P. При этом смещения равны 0,8326/SPREAD. Это означает, что уровень перекрытия радиальных базисных функций равен 0,5 и все входы в диапазоне ±SPREAD считаются значимыми [4].

Функция newrb создает радиальную базисную сеть, используя итеративную процедуру, которая добавляет по одному нейрону на каждом шаге. Нейроны добавляются к скрытому слою до тех пор, пока сумма квадратов ошибок не станет меньше заданного значения или не будет использовано максимальное число нейронов.

Радиальная базисная сеть, построенная функцией newrb, имеет высокую точность, так как при обучении она достигает или нулевой ошибки, или минимальной при задействовании максимального числа нейронов скрытого слоя. Максимальное число нейронов скрытого слоя соответствует числу обучающих целей. Использование радиально-базисной функции активации, характеризуемой функцией Гаусса для нормального закона распределения, показано на рис. 1 [4].

Данная функция имеет максимум, равный 1, если ее вход равен 0. Если расстояние между значимым вектором w нейрона и входным вектором p уменьшается, выход радиальной базисной функции увеличивается. Таким образом, радиальный

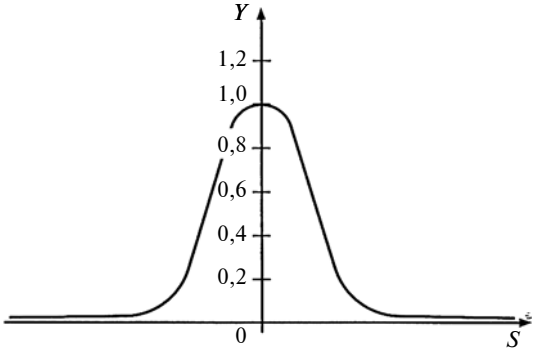


Рис. 1. Радиальная базисная функция активации

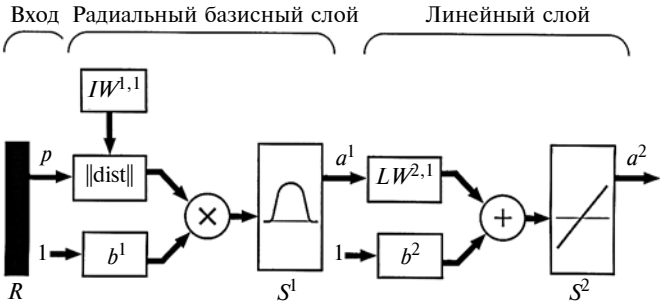


Рис. 2. Структура радиальной базисной сети

базисный нейрон действует как индикатор, который формирует значение 1, если вход p идентичен вектору w. Смещение b позволяет корректировать чувствительность нейрона, используя оператор radbas. Так, если нейрон имел смещение 0,1, то его выходом будет 0,5 для любого вектора входа p и вектора w при расстоянии между векторами, равном 8,333 или 0,833/b [4].

Радиальная базисная сеть состоит из двух слоев: скрытого радиального базисного слоя, имеющего 522 (S^1) нейронов, и выходного линейного слоя, имеющего 1 (S^2) нейрон (рис. 2).

Входами блока ||dist|| на рис. 2 являются вектор входа p и матрица значимости $IW^{1.1}$, а выходом — вектор, состоящий из S^1 элементов, которые определяются расстояниями между i-ым вектором входа p и i-й вектор-строкой матрицы IW^U. Выход блока ||dist|| умножается поэлементно на вектор смещения b^1 и формирует вход функции активации [4].

Параметры GOAL и SPREAD функции newrb выбраны равными 0 и 1 соответственно, так как необходима максимальная точность. Выбор параметра GOAL нулевым ориентирует сеть при обучении на максимальную точность. Параметр SPREAD подстраивает точность обучения сети в том случае, если имеются обширные данные об изучаемом процессе.

Входные векторы P и цели T радиальной базисной сети сгенерированы программой, приведенной ниже, которая использует результаты математического моделирования системы управления точности обработки.

```
path (path, 'D:\backup')
open_system('katsimobuchenie')
n = 1;
   for c = .1:.015:.2;
      var3 = [0,c];%Глубина
      for b = .1:.0.25:.3;
         var2 = [0,b];%Подача
         for a = 530:265:2650;
            var1 = [0,a];%Обороты
            sim('katsimobuchenie')%Run mod
            an(n,1) = var1(2');
            an(n,2) = var2(2');
            an(n,3) = var3(2');
            an(n,4) = d;
            n = n+1;
         end
      end
end
```

Цель данного опыта — определение приемлемости метода и определение оптимальных параметров топологии ИНС.

Для создания ИНС была использована функция net = newrb (P, T, GOAL, SPREAD) пакета NNtoolbox программной среды MATLAB. Параметром GOAL (допустимая среднеквадратичная ошибка сети) выбран 0, а параметром SPREAD (параметр влияния) — 1 (рис. 3).

Сформированная и описанная искусственная нейронная сеть обучена на выборке из 522 входных значений и 522 выходных целей (табл. 1), затем ее протестировали на контрольном множестве входных значений (табл. 2).

Процесс обучения радиальной базисной сети в программной среде MATLAB представлен на рис. 3. Обученная радиальная базисная сеть имеет погрешность относительно обучающей выборки $2{,}91631 \times 10^{-15}$.

Контрольное множество входных значений содержит 1089 последовательных вариаций входных параметров:

частота вращения шпинделя $\omega = 530 \div 2654$ мин$^{-1}$ с шагом 265 мин$^{-1}$;

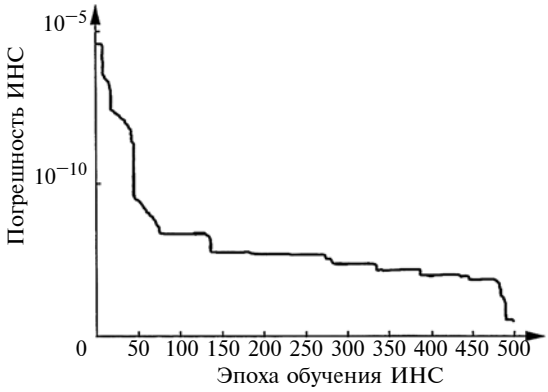
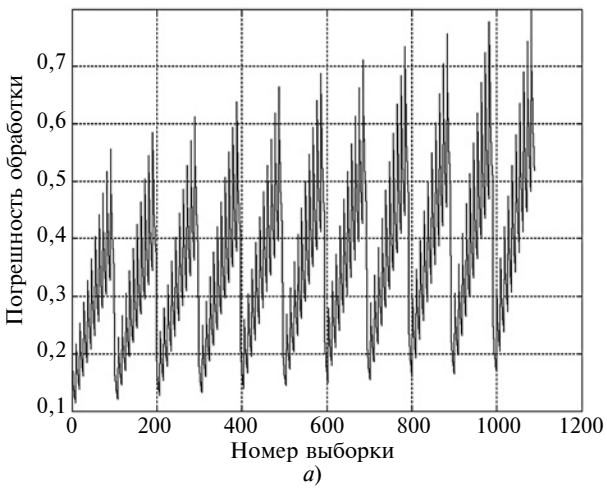


Рис. 3. График погрешности ИНС относительно конечной 522 эпохи



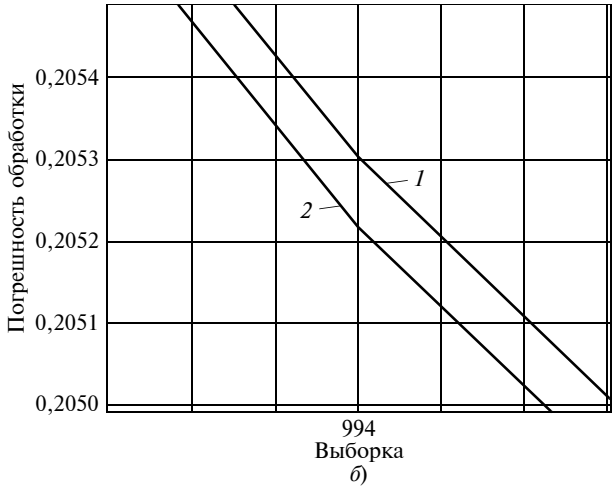


Рис. 4. Расхождения прогноза ИНС (*2*) с контрольным множеством (*1*) (*а*) и фрагмент для 994 выборки (*б*)

Таблица 1

Множество из 522 обучающих векторов

Вариация входных параметров	Порядковый номер обучающего вектора							
	1	2	3	...	519	520	521	522
1	530	795	1060	...	1590	2120	2385	2650
2	0,1000	0,1000	0,1000	...	0,3000	0,3000	0,3000	0,3000
3	0,1000	0,1000	0,1000	...	0,3000	0,3000	0,3000	0,3000
Цель	0,00179	0,00161	0,00149	...	0,00570	0,00536	0,00518	0,00504

Таблица 2

Контрольное множество входных значений

Вариация входных параметров	Порядковый номер контрольного вектора							
	1	2	3	...	1086	1087	1088	1089
1	530	795	1060	...	1855	2120	2385	2650
2	0,1000	0,1000	0,1000	...	0,3000	0,3000	0,3000	0,3000
3	0,1000	0,1000	0,1000	...	0,2000	0,2000	0,2000	0,2000
Контрольная входная погрешность	0,00179	0,00161	0,00149	...	0,00572	0,00550	0,00533	0,00518

подача $S = 0{,}1 \div 0{,}3$ мм с шагом 0,02 мм;

глубина резания $t = 0{,}1 \div 0{,}2$ мм с шагом 0,01 мм.

Обучающее множество входных значений содержит 526 последовательных вариаций входных параметров:

частота вращения шпинделя $\omega = 530 \div 2654$ мин$^{-1}$ с шагом 265 мин$^{-1}$;

подача $S = 0{,}1 \div 0{,}3$ мм с шагом 0,025 мм;

глубина резания $t = 0{,}1 \div 0{,}2$ мм с шагом 0,02 мм.

Из обучающего множества убрали четыре случайные вариации, так как при создании ИНС на базе 526 обучающих выборок наблюдали эффект переобучения.

Максимальная погрешность ИНС при тестовой проверке на контрольном множестве наблюдается в 994 выборке ($8{,}636305875286271 \times 10^{-7}$), а минимальная погрешность составляет $4{,}734020002394868 \times 10^{-9}$ и находится в десятой выборке (рис. 4, *а*, *б*), что допустимо.

Разработанная нейросетевая модель системы управления станком позволяет прогнозировать точность обработки в пределах, указанных в технической документации и определять мгновенный экстремум для набора параметров, при которых прогнозируется оптимальная точность обработки детали. Кроме того, она позволяет реагировать на изменения значимых факторов и корректировать траекторию движения инструмента для поддержания заданной точности обработки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Хайкин С.** Нейронные сети. Полный курс. М.: Вильямс, 2006. 1042 с.

2. **Broomhead D. S., Lowe D.** Multivariable functional interpolation and adaptive networks. Complex System, 1988. V. 2. P. 321—355.

3. **Tihonov A. N.** On solving incorrectly posed problems and method of regularization. Doklady Akademii Nauk USSR, 1963. V. 151. P. 501—504.

4. **Медведев В. С.** Нейронные сети. MATLAB6 / Под общ. ред. В. Г. Потемкина. М.: ДИАЛО—МИФИ, 2002. 496 с.

УДК 621.373.826:621.787

В. Ф. ГУБАНОВ, канд. техн. наук, М. А. ПЕСТЕРЕВ (Курганский ГУ), e-mail: drviktm@kgsu.ru

Комбинированная обработка деталей концентрированной энергией и поверхностным пластическим деформированием

Рассматривается формирование многослойной ориентированной микроструктуры и шероховатости поверхности деталей при воздействии непрерывного лазерного излучения и поверхностного пластического деформирования.

Ключевые слова: лазерное упрочнение, выглаживание, накатывание, многослойная ориентированная микроструктура, шероховатость.

The formation of multi-layer oriented microstructure and roughness of parts surface at action of continuous laser emission and surface plastic deformation is considered.

Keywords: laser strengthening, burnishing, rolling, multi-layer oriented microstructure, roughness.

В настоящее время большое внимание уделяется обеспечению эксплуатационных качеств изделий на этапе изготовления деталей. Исходя из служебного назначения изделия, к качеству поверхностного слоя деталей часто предъявляют повышенные требования, которые можно обеспечить предлагаемой комбинированной технологией.

Детали обрабатывают с использованием концентрированной энергии и поверхностного пластического деформирования (ППД). Технология включает упрочняющее воздействие на деталь непрерывного лазерного излучения, которое фокусируется в световое пятно, перемещающееся по поверхности детали с постоянной скоростью, и ППД через некоторое время, зависящее от теплопроводности материала детали. Это позволяет сформировать многослойную микроструктуру и шероховатость поверхностного слоя в нанометровом диапазоне.

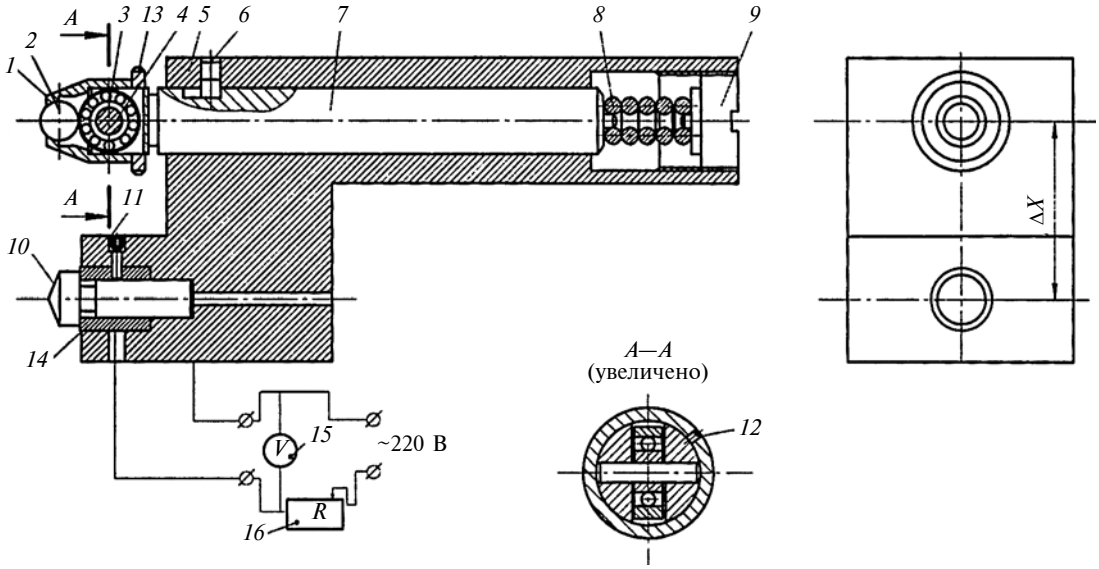
Недостатком известного способа, при котором зоны термической обработки формируются за несколько проходов лазера [1], является неравномерная глубина упрочненного слоя детали. Поэтому целесообразнее использовать лазерную термическую обработку материалов [2], которая заключается в воздействии на деталь излучения, сфокусированного в световое пятно, перемещаемое с постоянной или переменной скоростью. При этом задают длину светового пятна, распределение плотности мощности излучения, энергию и длительность импульса, что позволяет формировать ориентированную микроструктуру (наноструктуру) поверхностного слоя.

После обработки лазером поверхность детали подвергают ППД, реализуя отделочно-упрочняющую обработку. Для ППД использовали инструмент для жестко-упругого выглаживания, который формирует на поверхности детали плотный наноструктурированный однородный упрочненный слой, переходящий в неоднородный упрочненный слой и далее в основной материал. Такая обработка обеспечивает высокие эксплуатационные свойства даже не термоупрочненных деталей [3].

Преимуществом жесткого выглаживания по сравнению с упругим является повышение точности размеров и устранение такой погрешности формы детали, как волнистость. Серьезный недостаток как жесткого, так и упругого выглаживания — трение скольжения между обрабатываемой поверхностью и рабочей поверхностью индентора, которое приводит к их проскальзыванию и, соответственно, к ухудшению шероховатости. Этот недостаток отсутствует при накатывании шариком, так как имеет место трение качения.

Чтобы использовать преимущества выглаживания и накатывания и снивелировать их недостатки, целесообразно использовать комбинированную обработку, сочетающую оба вида [4]. Сначала осуществляют выглаживание, которое обеспечивает бóльшую микротвердость поверхностного слоя детали, чем накатывание, при меньшем рабочем усилии. Остаточные напряжения сжатия первого рода при выглаживании также больше, чем при накатывании. Таким образом, вначале выглаживанием формируют микротвердость поверхностного слоя детали, остаточные напряжения сжатия и первичную шероховатость, а затем накатыванием формируют окончательную шероховатость поверхности. Для обеспечения высокой точности размеров и устранения погрешности формы детали выглаживание осуществляют по жесткой схеме, а для формирования окончательной шероховатости без внедрения шарика в основной материал детали накатывание осуществляют по упругой схеме. Такую комбинированную обработку можно рекомендовать для изготовления деталей повышенной точности, к поверхностному рабочему слою которых предъявляются высокие требования.

Для получения параметров шероховатости поверхности детали в нанометровом диапазоне по



Комбинированный инструмент для отделочно-упрочняющей обработки:
1 — сепаратор; *2* — шарик; *3* — подшипник; *4* — ось; *5* — державка; *6*, *9*, *11* и *12* — винты; *7* — шток; *8* — пружина, *10* — индентор; *13* — гайка; *14* — нагревательный элемент; *15* — вольтметр; *16* — трансформатор

предлагаемой технологии использовали комбинированный инструмент для отделочно-упрочняющей обработки (рисунок) [5].

Между индентором *10* и деталью обеспечивается жесткая кинематическая связь, а между шариком *2* и деталью посредством пружины обеспечивается упругая кинематическая связь, что исключает внедрение шарика в основной материал детали при износе индентора. Предварительный нагрев твердосплавного индентора, воспринимающего основную нагрузку при обработке, повышает его стойкость, так как снимаются остаточные напряжения растяжения в материале, что способствует переходу твердого сплава из хрупкого в хрупко-пластическое состояние [6].

Для отделочно-упрочняющей обработки инструмент устанавливают по оси центров станка (при обработке тел вращения). Рабочую подачу инструмента назначают в зависимости от расстояния ΔX между осями шарика и индентора. Шарик сглаживает выступы профиля шероховатости поверхности, образованные индентором, т. е. уменьшает ее шероховатость. Для устранения излишней неровности поверхности после обработки индентором инструмент поворачивают относительно оси штока, что позволяет обработать ее полностью.

Накатыванием окончательно формируют шероховатость поверхности детали с регулярным микрорельефом и микроструктуру поверхностного слоя. Отсутствие проскальзывания при накатывании шариком гарантирует высокую точность поверхности детали.

Параметр Rz шероховатости и средний шаг Sm неровностей профиля окончательно обработанной поверхности детали при одинаковом радиусе R индентора и шарика, подаче S_0 и использовании предлагаемого инструмента определяют по формулам:

$$Rz = R - \sqrt{R^2 - (S_0^2/16)}; \quad Sm = S_0/2.$$

Параметры шероховатости поверхности, например, по сравнению с обработкой одиночным выглаживателем уменьшаются в 4 раза.

Данная конструкция инструмента позволяет комплексно обеспечить параметры качества рабочих поверхностей деталей, используя рабочие элементы с разными радиусами: радиус индентора должен быть меньше радиуса шарика. В этом случае индентор обеспечит максимальную микротвердость поверхностного слоя и остаточные напряжения сжатия, а шарик — высотные параметры шероховатости в нанометровом диапазоне и наноструктурированный поверхностный слой.

Применение технологии обработки деталей с использованием источника концентрированной энергии и ППД особенно эффективно на производстве со статистическим контролем процесса [7]. В этом случае для установления причин (если они есть) изменения параметров качества поверхностного слоя деталей, которые приводят к нестабильности процесса во времени, применяют контрольные карты Шухарта. Особые причины таких изменений устраняются линейным персоналом предприятия. Далее карты Шухарта используют для установления обычных (случайных) причин изменений, которые реализуют менеджеры, обеспечивающие стабильность процесса. Затем процесс постоянно улучшают, используя контрольные карты с памятью (Kusum — карты средних значений) для раннего обнаружения небольших изменений в процессе и последующего их устранения. Кроме того, по

УДК 621.98.073

А. П. СЕРГИЕВ, д-р техн. наук, А. А. ПРОСКУРИН, А. В. МАКАРОВ, канд. техн. наук (СТИ НИТУ "МИСиС", г. Старый Оскол), e-mail: makarov.av@mail.ru

Влияние реверсивной деформации на пластичность материала деталей в зоне вырубки

Рассматриваются моделирование деформационных процессов при реверсивном нагружении и влияние реверсивного деформирования на пластичность материала деталей при холодной листовой вырубке без заусенцев.

Ключевые слова: холодная листовая вырубка, реверсивное деформирование, моделирование, микротвердость, зона среза, пластичность, заусенцы.

The modeling of deforming processes at reverse loading and influence of reverse deforming on plasticity of parts material at cold sheet punching-out without nicks-and-burrs are considered.

Keywords: cold sheet punching-out, reverse deforming, modeling, microhardness, shear-our area, plasticity, nicks-and-burrs.

При холодной листовой штамповке на кромках деталей образуются заусенцы, отрицательно влияющие на дальнейший технологический процесс и эксплуатацию. Удаление заусенцев повышает себестоимость деталей на 30÷40 %. Для исключения появления заусенцев при чистовой холоднолистовой штамповке требуются дорогостоящее точное оборудование и оснастка, обеспечивающие вырубку с нулевым зазором. Альтернативным способом чистовой штамповки является реверсивная вырубка [1].

Процессы в зоне среза при первичной (Δ_1) и последующей реверсивной (Δ_2) деформации мало изучены, и нет однозначного объяснения физического механизма формирования структурных и фазовых превращений при знакопеременных нагрузках.

По результатам полного факторного эксперимента получили уравнение регрессии и оптимизировали целевую функцию, что позволило установить число циклов и скорость деформирования: соотношение величин первичной и реверсивной деформаций [2]. Рассчитанные и экспериментально подтвержденные технологические параметры процесса стали основой моделирования деформационных процессов в зоне среза с использованием сетки Лагранжа.

Исследования позволили установить, что при недостаточных первичной и реверсивной деформациях изменения сетки Лагранжа показывают незначительное снижение пластичности материала при сохранении растягивающих напряжений, что не препятствует появлению заусенцев по контуру среза при вырубке (рис. 1). При расчетных значениях первичной деформации сетка Лагранжа растягивается (рис. 2, *а*), при реверсивной деформации сжимается и снова растягивается (рис. 2, *б*).

Полученные модели показали, что при реверсивной листовой штамповке с оптимальным соотношением первичной и реверсивной деформаций имеют место не только сдвиговые, но и растягивающие и сжимающие напряжения, что видно при наложении сетки Лагранжа на деформируемый образец.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 82)

ходу технологического процесса осуществляют активный косвенный контроль параметров качества поверхностного слоя деталей.

Таким образом, создание комбинированных технологий позволит повысить производительность обработки, комплексно обеспечить параметры качества поверхностного слоя рабочих поверхностей ответственных деталей и содействовать разработке и внедрению конкурентоспособных отечественных инструментов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Головко Л. Ф., Дувейк Д., Орешник В. И.** Обеспечение качества слоев, полученных лазерной наплавкой или упрочняющей обработкой // Автоматическая сварка. 2001. № 12. С. 47—52.

2. **Пат. 2345148 Рос. Федерации:** МПК C21D1/09. Способ лазерной термической обработки материалов.

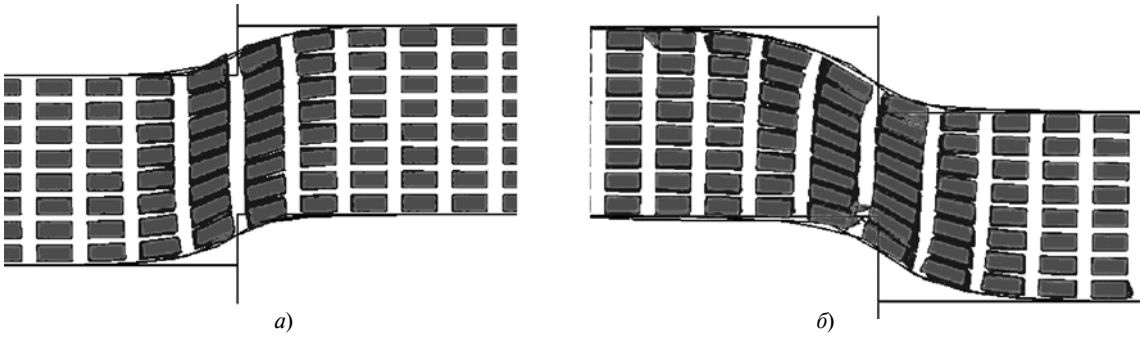
3. **Шишкина С. В., Губанов В. Ф.** Инструмент для жестко-упругого выглаживания // Вестник машиностроения. 2014. № 7. С. 80, 81.

4. **Губанов В. Ф., Шишкина С. В., Чудинова Е. А.** Новый метод комбинированной отделочно-упрочняющей обработки // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2014. № 1. С. 27—29.

5. **Пат. 145746 Рос. Федерации:** МПК B24B39/00. Комбинированный инструмент для отделочно-упрочняющей обработки.

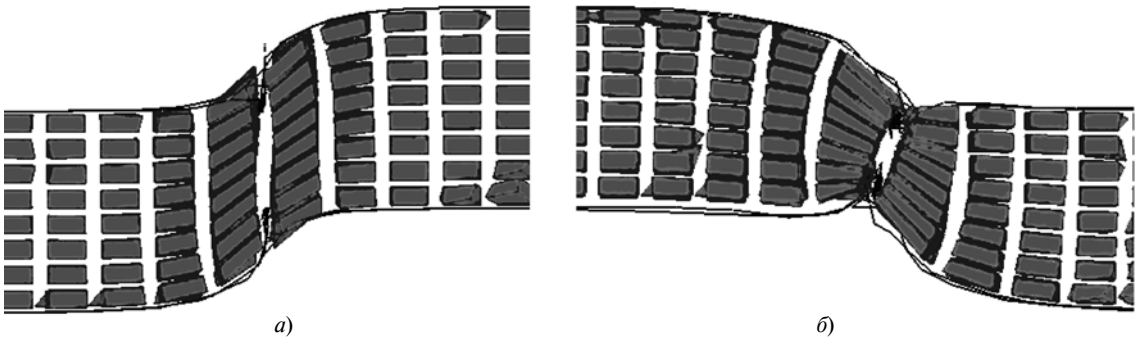
6. **Артамонов Е. В.** Прочность и работоспособность сменных твердосплавных пластин сборных режущих инструментов: Монография. Тюмень: ТюмГНГУ, 2003. 192 с.

7. **Губанов В. Ф.** Выглаживание: качество, технологии и инструменты: Монография. М.: Издательский дом Академии Естествознания, 2013. 70 с.



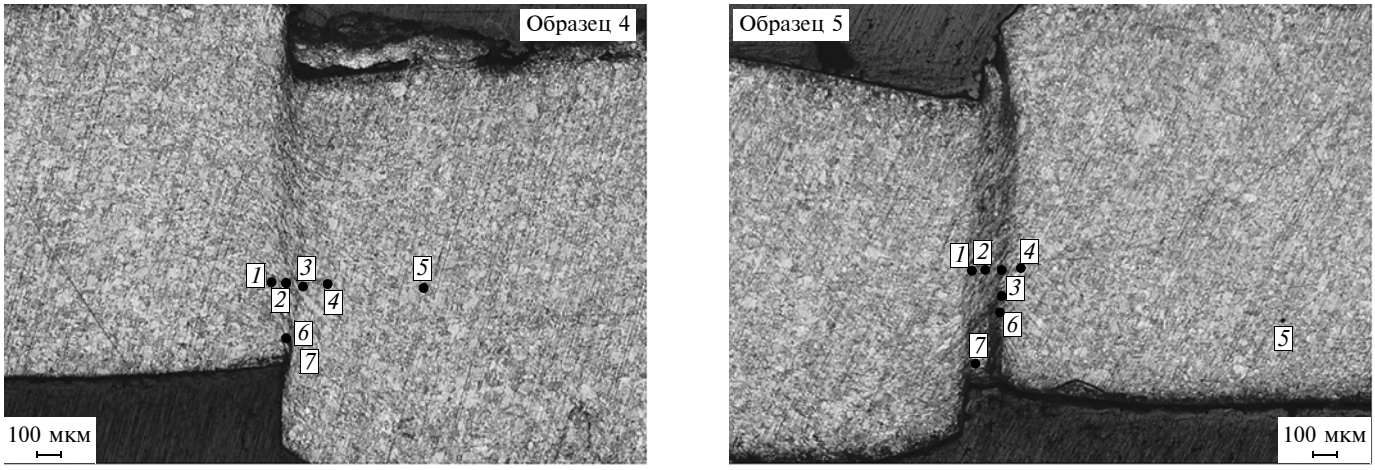
а) *б*)

Рис. 1. Образцы из сплава М1 при недостаточном соотношении первичной (Δ_1 = 25 %) (*а*) и реверсивной (Δ_2 = 45 %) (*б*) деформаций



а) *б*)

Рис. 2. Образцы из сплава М1 при расчетном соотношении первичной (Δ_1 = 50 %) (*а*) и реверсивной (Δ_2 = 50 %) (*б*) деформаций



а) *б*)

Рис. 3. Образцы из сплава М1 после первичной (Δ_1 = 50 %) (*а*) и реверсивной (Δ_1 и Δ_2 = 50 %) (*б*) деформаций с обозначением точек измерения микротвердости

Для подтверждения результатов моделирования деформационных процессов в зоне среза при первичной и реверсивной деформациях на экспериментальном оборудовании [3] изготовили образцы из медного сплава М1, представляющие собой в сечении шайбу с наружным диаметром 20 мм, внутренним диаметром 5 мм и толщиной 1,5 мм. Для выделения границ зерен микрошлифы протравили, что позволило измерить микротвердость в зонах с разной деформацией. Результаты измерений приведены на рис. 3 и в таблице.

При первичной деформации наибольшая микротвердость, равная 134÷143 *HV*, наблюдается в центральной части зоны в точках 3 и 6, затем уменьшается до 107÷118 *HV* в точках 2 и 4 на границе зоны; исходная твердость основного материала 87,6 *HV* (точка 5) (рис. 3, *а*). При реверсивной деформации в центре зоны микротвердость повышается до 160 и 174 *HV* в точках 2 и 7, а затем убывает до 142 и 133 *HV* на границе зоны в точках 1 и 4 (рис. 3, *б*); твердость основного материала — 85,4 *HV*. Таким образом, исследования показали, что при

первичной деформации микротвердость материала в центре зоны увеличивается в 1,6 раза по сравнению с исходной твердостью, а при реверсивной деформации увеличивается еще в 1,3 раза по сравнению с первичной деформацией, т. е. в зоне среза суммарная микротвердость увеличивается в 2 раза. Аналогичные исследования зоны деформирования образцов из стали 30 показали увеличение суммарной микротвердости со 128 до 330 *HV*, т. е. более чем в 2 раза.

В отличие от эффекта Баушингера, который проявляется при сжатии—растяжении (растяжении—сжатии), в рассматриваемом процессе наблюдаются обобщенные (суммарные) потери пластичности при любом виде пластической деформации, включая сдвиговую и изгибную деформации зерен в зоне среза. Уменьшение пластичности при окончательной вырубке способствует развитию встречных трещин, что позволяет сформировать поверхность без заусенцев по контуру среза.

Чтобы оценить влияние технологических параметров реверсивной деформации, изготовили образцы для каждого этапа деформирования с окончательной вырубкой [4]. На поперечном срезе образцов при 30-кратном увеличении видно, что при недостаточном соотношении первичной (Δ_1) и реверсивной (Δ_2) деформаций пластичность не уменьшается и на готовой детали образуются заусенцы (рис. 4), а при их избыточном соотношении нет встречных скалывающих трещин и на детали образуется рваная кромка (рис. 5). При теоретически рассчитанных по математической модели величинах Δ_1 и Δ_2 получили листовую деталь без заусенцев и с характерным скруглением обеих кромок после вырубки (рис. 6), что можно объяснить уменьшением пластичности материала при определенной величине деформации с обратным знаком.

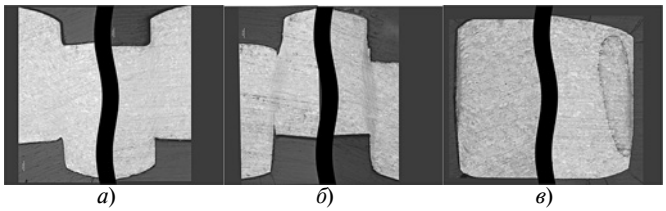
Таким образом, моделирование и эксперименты подтвердили, что при листовой штамповке появляются растягивающие напряжения, которые при реверсивной деформации сменяются сжимающими, оси главных напряжений поворачиваются, появляются касательные напряжения и зоны с растягивающими напряжениями. Это свидетельствует об уменьшении пластичности в зоне среза при возникновении как растягивающих, так и сжимающих напряжений. Суммарное уменьшение пластичности в зоне среза при листовой штамповке деталей снижает вероятность появления заусенцев по его периметру.

Микротвердость *HV* в зонах изменения структуры зерен при первичной и реверсивной деформации сплава М1

Зона деформации (рис. 3)	Δ_1 = 50 % (номер точки)	Δ_1 и Δ_2 = 50 % (номер точки)
Исходная	87,6 (*5*)	85,4 (*5*)
Левая граница	95,8 (*1*); 107 (*2*)	142 (*1*)
Центральная	143 (*3*); 134 (*6*)	160 (*2*); 160 (*3*); 150 (*6*); 174 (*7*)
Правая граница	118 (*4*); 119 (*7*)	133 (*4*)

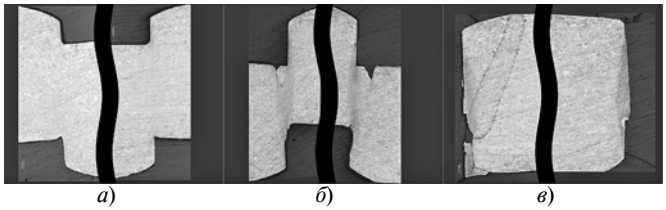
а) *б*) *в*)

Рис. 4. Образцы из сплава М1 при недостаточном соотношении первичной и реверсивной деформаций:
а — Δ_1 = 10 %; *б* — Δ_2 = 30 %; *в* — окончательная вырубка



а) *б*) *в*)

Рис. 5. Образцы из сплава М1 при избыточном соотношении первичной и реверсивной деформаций:
а — Δ_1 = 50 %; *б* — Δ_2 = 65 %; *в* — окончательная вырубка



а) *б*) *в*)

Рис. 6. Образцы из сплава М1 при достаточном соотношении первичной и реверсивной деформаций:
а — Δ_1 = 50 %; *б* — Δ_2 = 50 %; *в* — окончательная вырубка

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 716675 Рос. Федерации:** МПК^6 B21 D 28/14. Штамп для чистовой реверсивной вырубки деталей и пробивки в них отверстий.

2. **Сергиев А. П., Проскурин А. А.** Оптимизация математической модели реверсивной вырубки // Кузнечно-штамповочное производство. 2013. № 6. С. 19—22.

3. **Сергиев А. П., Проскурин А. А.** Проведение контрольных экспериментов для оптимизации нового технологического процесса реверсивной вырубки листовых деталей // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2012. № 5 (295). С. 99—103.

4. **Сергиев А. П., Проскурин А. А., Макаров А. В.** Исследование влияния соотношения первичной и реверсивной деформации на структурные изменения в зоне среза при холодной листовой штамповке // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2014. № 4 (306). С. 82—85.

УДК 621.2.082.18

И. А. МАЙБА, д-р техн. наук, В. Н. НОСКОВ, Д. В. ГЛАЗУНОВ, кандидаты технических наук (Ростовский ГУПС), e-mail: glazunovdm@yandex.ru

Применение лубрикации зоны контакта колесо—рельс на железных дорогах

Рассмотрены пути совершенствования технологии лубрикации зоны контакта колесо—рельс на железных дорогах, технические средства лубрикации, смазочные материалы.

Ключевые слова: контакт колесо—рельс, лубрикация, техническое средство, смазочный материал, мониторинг, ресурс, колесная пара, рельс, контроль, качество.

The ways of improvement of lubrication technology of wheel-rail contact zone on railroads, lubrication technical equipment, lubrication materials are considered.

Keywords: wheel-rail contact, lubrication, technical equipment, lubrication material, monitoring, resource, wheel pair, rail, control, quality.

Основными направлениями повышения эффективности эксплуатации железнодорожного транспорта наряду с обеспечением безопасности перевозок являются увеличение массы и скоростей поездов при любых погодных и климатических условиях, повышенные требования к сцеплению колес тягового подвижного состава (ТПС) с рельсами. Улучшают фрикционные свойства пары колесо—рельс путем усовершенствования конструкции локомотивов, а при эксплуатации — применением модификаторов и активаторов трения, изменяющих физико-химическое состояние контактирующих поверхностей. Существующие способы повышения и стабилизации коэффициента сцепления колес ТПС с рельсами имеют ряд недостатков, один из которых — отсутствие возможности управления процессом трения. Поэтому необходима комплексная обработка поверхностей катания с использованием модификаторов и активаторов трения.

Использование разных технических средств лубрикации (ТСЛ) является частью стратегических программ, направленных на обеспечение устойчивого контакта пары колесо—рельс, ресурсо- и энергосбережения, перевозочного процесса, а также одним из главных направлений снижения износа бандажей колесных пар, цельнокатаных колес подвижного состава, бокового износа рельсов и элементов стрелочных переводов на РЖД. Системное применение на железных дорогах ТСЛ значительно снижает эксплуатационные расходы, что обеспечивает ежегодную экономию свыше 2 млрд руб. [1]. Экономия достигается путем снижения сопротивления движению поездов на криволинейных участках пути, уменьшения расходов топлива и электроэнергии, улучшения фрикционного взаимодействия в контакте колесо—рельс и повышения ресурса рельсов и колес. При этом до 60 % общих эксплуатационных расходов экономится в результате уменьшения бокового износа рельсов и гребней колес, сменяемости колесных пар локомотивов и вагонов при изнашивании.

В то же время затраты на приобретение ТСЛ и их техническое обслуживание, лубрикацию контакта колесо—рельс и устранение последствий их износа составляют значительную долю в общих расходах РЖД. Оценка эффективности лубрикации — важная задача в комплексе решений по внедрению технических средств гребне- и рельсосмазывания. Внедрение ТСЛ на РЖД позволило увеличить объемы перевозок в 70—80-е годы прошлого века и снизить грузонапряженность сети железных дорог в результате изменения условий взаимодействия подвижного состава и рельсов.

Одновременно с внедрением тяжелых рельсов и увеличением поперечной жесткости в контакте колесо—рельс подшипники скольжения грузовых вагонов заменили подшипниками качения без существенного изменения конструкции тележек, в результате чего гребни бандажей колесных пар и рельсы стали работать в режиме сухого трения. Ухудшилось вписывание колес тележек в криволинейные повороты, так как повысилась поперечная жесткость контакта гребень колеса—рельс, увеличились углы набегания колес на рельсы, что обусловило проскальзывание в контакте и возникновение боковых сил, повышающих интенсивность изнашивания колесных пар и боковой износ рельсов.

Принятая в 1994 г. отраслевая программа предусматривала широкое внедрение на железных дорогах передвижных рельсосмазывателей: локомотивов-рельсосмазывателей (ЛРС), вагонов-рельсосмазывателей (ВРС), стационарных путевых рельсосмазывателей (СПР) и бортовых гребнесмазывателей (БГС). Были разработаны и внедрены: рельсосмазывающие машины РСМ-1; навесное рельсосмазывающее оборудование, устанавливаемое на локомотивы конструкции ОАО "ВНИИЖТ" (РС-2) и ОАО "ВНИКТИ"; бортовые гребнесмазыватели АГС-7 (впоследствии — АГС-8), ГРС-20, ГРС-03; стационарные путевые рельсосмазыватели РС-5. Только через 20 лет после введения лубрикации контакта колесо—рельс появились первые методические рекомендации по комплексной оценке основных ресурсосберегающих показателей и расчету эффекта от применения ТСЛ.

Сейчас на железных дорогах России эффективность лубрикации оценивают расчетом снижения расходов топлива и электроэнергии на участках пути, где применяют гребне- и рельсосмазывание. Предварительный расчет эффекта от использования лубрикации на РЖД позволит научно обосновать управленческие решения. Согласно документам лубрикации подлежат все участки дорог с радиусом кривизны до 1000 м и не менее 30 % участков дорог с бóльшим радиусом кривизны. При протяженности участков дорог с радиусом кривизны менее 1000 м, равной 25,3 тыс. км, лубрикации с использованием передвижных рельсосмазывателей подлежит более 70 тыс. км, т. е. более 55 % всех путей РЖД.

На конец 2014 г. [1] на железных дорогах использовали: 175 ЛРС; 14 РСМ-1; 82 ВРС; 8 787 СПР; 10 035 локомотивов, оборудованных бортовыми гребнесмазывате-

лями (это ≈45,7 % от всего парка), из которых работают 9034 локомотива, т. е. 90 %. На лубрикацию ежегодно расходуется ≈3000 т смазочных материалов (СМ). На начало 2015 г. в горловинах станций перед стрелочными переводами с интенсивным боковым износом остряков и рамных рельсов установлено 5199 стационарных лубрикаторов [1] (59,1 % от общего числа), а на главных путях в круговых кривых — 3588. Для эффективного применения ТСЛ необходима оптимизация их распределения в соответствии с дорожными технологическими картами рельсо- и гребнесмазывания, с учетом нормативных показателей грузонапряженности, кривизны путей, соотношения грузового и пассажирского потоков на участках с рельсосмазыванием, т. е. необходимо разработать краткосрочную и среднесрочную программы оснащения железных дорог ТСЛ.

Для снижения затрат на эксплуатацию ТСЛ необходимо:

сформулировать технико-экономические принципы оптимального территориального распределения ТСЛ и формирования технологических карт смазывания с учетом специфики перевозок на основании лубрикационных паспортов железных дорог, технико-экономических паспортов ТСЛ и СМ для лубрикации контакта колесо—рельс;

разработать методику выбора конкретных ТСЛ для разных участков в зависимости от их технического состояния и условий работы;

оптимизировать распределение ТСЛ, т. е. устранить перекрестную лубрикацию и заменить затратные ТСЛ более экономичными при соблюдении технологических нормативов гребне- и рельсосмазывания.

Важным в повышении эффективности лубрикации является система внутренней статистической отчетности и информационного обеспечения. Существующая отчетность имеет следующие недостатки: нет информации о причинах невыполнения технологии лубрикации с использованием передвижных рельсосмазывателей; нет полной информации о работе вагонов-рельсосмазывателей; дублируется информация о расходе СМ; отсутствует информация о входном контроле качества СМ на соответствие техническим требованиям; нет данных об экономическом эффекте за срок эксплуатации ТСЛ.

Опыт лубрикации в рамках местного управления показал низкую эффективность, поэтому необходима система регионального управления. Реализованные на РЖД мероприятия по снижению износов гребней колес подвижного состава и боковых поверхностей головок рельсов позволили в условиях интенсификации грузоперевозок повысить вес и длину поездов, осевые нагрузки и скорости движения. Однако не завершено создание полноценных систем контроля и управления средствами лубрикации контакта колесо—рельс на центральном и региональном уровнях в составе единого центра мониторинга и автоматизированной системы мониторинга их фактических износов.

Требования к снижению материальных расходов в локомотивном, путевом и вагонном комплексах обусловили усовершенствование нормативной документации и технологий лубрикации, разработку стратегии РЖД по внедрению лубрикации при ее окупаемости не менее 2 руб. на каждый вложенный рубль. Для достижения указанных целей необходимо: развивать системы управления и мониторинга мероприятий по лубрикации; оптимизировать расходы на внедрение, техническое обслуживание и ремонт элементов системы колесо—рельс. Для обеспечения окупаемости необходимо: оптимизировать число ЛРС с учетом распределения ВРС на железных дорогах; разработать и реализовать программу дооснащения и переоснащения железных дорог ТСЛ с учетом выработавших ресурс; обеспечить эффективное сервисное и техническое обслуживания ТСЛ; внедрить современные системы оплаты услуг сервисных и аутсорсинговых организаций по реальным результатам их работы.

Основные направления развития технологий лубрикации: использование эффективных СМ и системы сквозного контроля их качества; мониторинг работы ТСЛ и их эффективности по объективным данным о ресурсе и состоянии пары колесо—рельс; применение комплексной обработки поверхности катания рельсов с использованием модификаторов и активаторов трения. Управление технологиями лубрикации предлагается реализовать по трем уровням: первый — центральный аппарат (дирекция, руководство дочерних обществ, научно-производственные организации); второй — региональные филиалы и дочерние общества; третий — региональные дирекции и дочерние общества. Необходимо усовершенствовать регламенты, действующие между филиалами внутри РЖД, сервисными и аутсорсинговыми организациями, и создать единый центр управления технологиями лубрикации для оптимизации распределения и использования разных ТСЛ на железных дорогах и нормирования расхода СМ [2].

Эффективность разных технологий лубрикации можно оценивать по интенсивности изнашивания гребней колес локомотивов и боковых поверхностей головок рельсов в зависимости от радиуса кривизны пути, а также по боковому износу рамных рельсов и элементов стрелочных переводов.

Для этого необходимо создать единую систему мониторинга и управления технологиями лубрикации на основании данных региональных центров лубрикации, использовать современные средства автоматизации и измерительные средства (например, путеизмерительные комплексы ЦНИИ-4, ЭРА, ИНТЕГРАЛ). Боковой износ рельсов контролируют измерением наиболее нагруженных участков пути с разными радиусами кривизны (до 350 м, 350÷650 м, 650÷1000 м) для обоснованных решений по использованию технологий лубрикации.

Исследованиями были определены основные направления инновационного развития технологий лубрикации:

разработка биоразлагаемых СМ с повышенным ресурсом для лубрикации контакта колесо—рельс, исключающих негативные сегрегационные процессы в металле;

создание мобильных ТСЛ, в том числе на комбинированном ходу (на базе дрезин, автомобилей и др.);

использование модификаторов, улучшающих трение, наносимых на внутреннюю поверхность катания рельса;

совершенствование ТСЛ боковой грани головки рельсов и элементов стрелочных переводов с использованием антифрикционных наномодифицированных материалов и покрытий;

повышение эффективности стационарных путевых рельсосмазывателей для прикрытия горловин станций и стрелочных переводов, а также (при необходимости) криволинейных участков главных путей;

использование наиболее эффективных ТСЛ и СМ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Технический** и экономический анализ выполнения технологии лубрикации и изменения динамики износа основных элементов системы "колесо—рельс" в структурных подразделениях и филиалах ОХЮ "РЖД" за 12 месяцев 2014 г., Отчет РГУПС, Ростов-на-Дону. 116 с.

2. **Обобщение** передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса: Пер. с англ. / У. Дж. Харрис, С. М. Захаров, Дж. Ландгрен и др. М.: Интекст, 2002. 408 с.