



ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

**10
2020**

Главный редактор А.С. БОГОЛЮБОВ

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

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:

107076, Москва, Колодезный пер., д. 2а, стр. 2
Телефон: 8-(499) 269-51-98

Адрес редакции:

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

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

Индекс: **27841** ("Пресса России")

Цена свободная

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

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Коссов В. С., Волохов Г. М., Овечников М. Н., Оганьян Э. С., Протопопов А. Л., Тимаков М. В., Князев Д. А. — Расчетная оценка сопротивления усталости железнодорожного колеса при контактном взаимодействии с рельсом	3
Гореликов В. Я., Сомов А. И. — Применение профильных соединений различных видов и типоразмеров	8
Толочко Н. К., Сокол О. В. — Методологические аспекты оценки эффективности аддитивной технологии листового ламинирования	11
Брунгардт М. В., Шатохин С. Н. — Шпиндельные узлы с мультиадаптивными гидростатическими опорами	16
Русановский С. А., Худяков М. П. — Методика проектирования технологических комплексов. Часть 3. Проектирование инструмента	21
Егоров А. В. Расчет металлических труб с внешним ограничением	24

Kossov V. S., Volokhov G. M., Ovechnikov M. N., Ogan'yan E. S., Protopopov A. L., Timakov M. V., Knyazev D. A. — Calculation evaluation of the fatigue resistance of a railway wheel in contact interaction with rail	3
Gorelikov V. Ya., Somov A. I. — Application of profile joints of various types and standard sizes	8
Tolochko N. K., Sokol O. V. — Methodological aspects of assessing the effectiveness of additive technology of sheet lamination	11
Brungardt M. V., Shatokhin S. N. — Spindle nodes with multi-adaptive hydrostatic supports	16
Rusanovskiy S. A., Khudyakov M. P. — Methodology for designing technological complexes. Part 3. Tool design	21
Egorov A. V. — Calculation of metal pipes with external constraints	24

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

MANUFACTURING ENGINEERING

Беляев Е. С., Ванягин А. В., Гордеев Б. А., Ерофеев В. И., Охулков С. Н. — Метрологические характеристики частотного метода измерения вязкости магнитореологических жидкостей в ротационном вискозиметре	28
Матлин М. М., Казанкин В. А., Казанкина Е. Н., Мозгунова А. И., Сотникова А. И. — Использование дефекта модуля упругости для диагностики пластической деформации металла	34
Евдокимов А. П. — Демпфирующая способность резинокордных оболочек вращения с учетом коэффициентов нелинейности	36
Сахвадзе Г. Ж., Сахвадзе Г. Г., Кавтарадзе Р. З. — Применение лазерно-ударно-волновой обработки для повышения трещиностойкости материалов	42

Belyaev E. S., Vanyagin A. V., Gordeev B. A., Erofeev V. I., Okhulkov S. N. — Metrological characteristics of the frequency method for measuring the viscosity of magnetorheological fluids in a rotary viscometer	28
Matlin M. M., Kazankin V. A., Kazankina E. N., Mozgunova A. I., Sotnikova A. I. — Using the elastic modulus defect for diagnostics of plastic deformation of metal	34
Evdokimov A. P. — Damping capacity of rubber-cord shells of rotation, taking into account the nonlinearity coefficients	36
Sakhvadze G. Zh., Sakhvadze G. G., Kavtaradze R. Z. — Application of laser-shock-wave treatment to increase crack resistance of materials	42

Теория и практика резания материалов

Problems of theory and practice of materials cutting

Перминов А. Е., Бабин С. В. — Оптимизация вектора силы резания при встречном фрезеровании	49
Кисель А. Г., Титов Ю. В., Тодер Г. Б., Белан Д. Ю. — Метод прогнозирования снижения силы резания при токарной обработке заготовок из конструкционных сплавов с применением СОЖ	50
Галкин М. Г., Смагин А. С., Пупырева А. С. — Математическое моделирование влияния параметров режима резания на качество обрабатываемых поверхностей из алюминиевых сплавов	55
Карпачев А. Ю., [Воякин А. С.] — Усталостная прочность дискового режущего инструмента роботизированного оборудования	58
Бердиев Д. М., Умарова М. А., Тошматов Р. К. — Особенности фазовых и структурных превращений конструкционных сталей при нетрадиционных режимах термической обработки	63

Perminov A. E., Babin S. V. — Optimization of the cutting force vector during counter milling	49
Kisel' A. G., Titov Yu. V., Toder G. B., Belan D. Yu. — A method for predicting a decrease in cutting force during turning of billets from structural alloys using coolant	50
Galkin M. G., Smagin A. S., Pupyreva A. S. — Mathematical modeling of the influence of cutting mode parameters on the quality of machined surfaces from aluminum alloys	55
Karpachev A. Yu., [Voyakin A. S.] — Fatigue strength of disk cutting tool of robotic equipment	58
Berdiev D. M., Umarova M. A., Toshmatov R. K. — Features of phase and structural transformations of structural steels under non-traditional modes of heat treatment	63

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

ECONOMY AND ORGANIZATION OF PRODUCTION

Фасхиев Х. А. — Управление качеством и конкурентоспособностью изделий	65
Амиров Ф. Г. — Объединение инструментальных блоков в позиции механической обработки сплавов с направленной кристаллизацией эвтектических структур на многопоточных автоматических линиях	79
Ушаков М. В., Воробьев И. А., Колесников А. М. — Особенности применения стандартов на основные нормы взаимозаменяемости при измерении и контроле размеров деталей	82
Корнеев В. П., Чурсин А. А., Юдин А. В. — Информационно-аналитическая система управления проектированием и созданием изделий с оптимизацией затрат	85

Faskhiev Kh. A. — Management of quality and competitiveness of products	65
Amirov F. G. — Unification of instrumental units in the position of mechanical processing of alloys with directional crystallization of eutectic structures on multi-stream automatic lines	79
Ushakov M. V., Vorob'ev I. A., Kolesnikov A. M. — Features of the application of standards for the basic norms of interchangeability when measuring and controlling the dimensions of parts	82
Korneenko V. P., Chursin A. A., Yudin A. V. — Information-analytical management system for design and creation of products with cost optimization	85

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

Сдано в набор 28.07.2020. Подписано в печать 14.09.2020.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

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

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 629.4.027.4:625.03

DOI: 10.36652/0042-4633 -2020-10-3-8

В. С. КОССОВ, Г. М. ВОЛОХОВ, М. Н. ОВЕЧНИКОВ, Э. С. ОГАНЬЯН, доктора технических наук, А. Л. ПРОТОПОПОВ, кандидат технических наук, М. В. ТИМАКОВ, Д. А. КНЯЗЕВ, кандидат технических наук (АО "ВНИКТИ", г. Коломна), e-mail: vnikti@ptl-kolomna.ru

Расчетная оценка сопротивления усталости железнодорожного колеса при контактном взаимодействии с рельсом

Предпринята попытка теоретического прогноза изменения ресурса колеса железнодорожного подвижного состава в условиях повышенной осевой нагрузки.

Ключевые слова: рельс, колесо, контактные напряжения, напряженно-деформированное состояние, многоосная усталость, спектр нагрузок.

An attempt was made to theoretically prediction of changes in the service life of a wheel of a railway rolling stock under conditions of increased axial load.

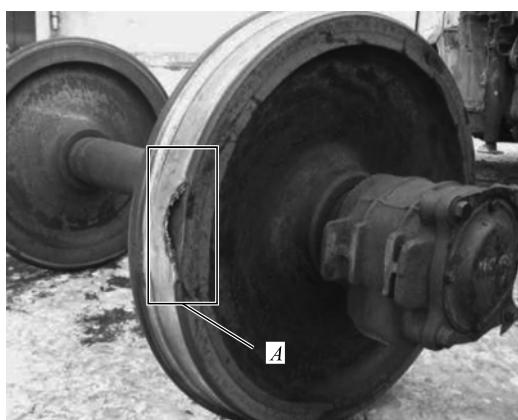
Keywords: rail, wheel, contact stresses, stress-strain state, multiaxial fatigue, load spectrum.

Согласно ГОСТ 10791 и ГОСТ 11018 железнодорожное колесо — важнейший конструктивный элемент, реализующий процесс движения подвижного состава [1, 2]. Безопасность движения на скоростях меньше конструкционной обеспечивается устойчивостью взаимодействия поверхностей профиля ободной части колес с рельсами и их прочностью [3]. Колесо подвержено нестационарным повторяющимся нагрузкам и работает в условиях

сложного напряженного состояния при непропорциональном нагружении, обусловленном динамикой движения в плане и профилем железнодорожного пути. Задача оценки прочности при таких условиях обретает свои характерные особенности.

Существующая нормативная база оценки прочности, как российская (ГОСТ 31373 и ГОСТ 33783), так и зарубежная (EN 13262 и EN 13979, AAR S 660 и AAR S 669), позволяет в достаточной мере на основе экспериментально-расчетных методов проанализировать ступичную и дисковую части железнодорожного колеса, однако не рассматривает обод и его поверхность катания, несмотря на то что это наиболее повреждаемая и изнашиваемая часть [4–10]. Выявление и систематизация видов контактно-усталостных повреждений колес в эксплуатации (рис. 1) в основном представляют собой описание их качества с целью определения предельных безопасных величин и способов своевременного устранения дефектов путем ремонта [11, 12].

До настоящего времени условия эксплуатации колес, изготовленных из стали определенных видов, были таковы, что за период между обточками



А (повернуто, увеличено)



Рис. 1. Типичное повреждение вагонного колеса с отколом обода от подповерхностной усталостной трещины, зародившейся на металлургическом дефекте [11]

колес зародившиеся в приповерхностном слое дефекты не успевали развиться до опасного размера, и это в разной степени подтверждалось практикой эксплуатации. Тенденция к росту осевых нагрузок и скоростей, устойчиво наблюдающаяся в последние годы, может нарушить это соотношение. Поэтому определение ресурса поверхностей катания обода железнодорожного колеса, контактирующих с головкой рельса, является важной на сегодняшний день задачей.

В связи с этим актуализировалась необходимость количественной оценки накопленных повреждений обода и прогноза ресурса колеса в зоне контакта при заданных характеристиках его механических свойств в известных условиях эксплуатации. Исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) зоны контакта колеса с рельсом и накопления усталостных повреждений в каждом из этих объектов имеют длительную историю, связанную с развитием представлений о решении объемной задачи теории упругости. Проблема заключается в необходимости сведения объемного НДС через приведенные деформации к линейному с целью соотнесения их величин с кривой усталости металла, получаемой на стандартных образцах при одноосном нагружении. Попытки усложнения конструкции образцов с воспроизведением сложного напряженного состояния (например, трубчатые образцы с осевым нагружением и кручением с пульсациями давления внутри) нигде в мире не получили должного развития до уровня стандарта.

Цель данной работы — определение ресурса колеса в виде его числа оборотов или километров пробега от начала эксплуатации до зарождения дефекта в ободной части при номинальной статической нагрузке, передаваемой колесами на рельсы, $P_H = 245,3$ кН (25 тс).

Расчетная оценка накопления повреждений

Процесс накопления усталостных повреждений в объемной зоне контакта металла взаимодействующих тел проблематично описать, сводя его к некоторому эквивалентному одноосному напряженному состоянию. Для этого требуются разной степени сложности модели многоосного усталостного повреждения. Из числа моделей, известных в настоящее время, для выполнения расчетной оценки ресурса по контактно-усталостным повреждениям, как правило, применяют модели Брауна — Миллера, Фатемиды — Соси, Смита — Ватсона — Топпера [13—16]. Выбор конкретной модели и доведение ее до возможности получения оценки величины повреждаемости (ресурса) остается за исследователем. Мотивацией к принятию конкретной модели являются представления о деформировании металла в

зоне контакта, соответствующие имеющимся экспериментальным данным [11, 12].

В данной работе накопление усталостных повреждений рассчитывалось на основе модели Брауна — Миллера, в которой принимается, что максимальное усталостное повреждение при зарождении трещины наблюдается на площадке с максимальной амплитудой сдвиговой деформации, причем повреждаемость есть функция как сдвиговой деформации, так и нормальной деформации на этой площадке [16]. Браун и Миллер предложили простую формулировку своей теории:

$$\frac{\Delta\gamma}{2} = \frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} + \alpha\Delta\varepsilon_{\perp}, \quad (1)$$

где $\Delta\gamma$ — эквивалентный размах сдвиговой деформации; $\Delta\gamma_{\max}/2$ — амплитуда максимальных сдвиговых деформаций; $\Delta\varepsilon_{\perp}$ — размах нормальных деформаций на площадке максимального сдвига; α — параметр Брауна — Миллера, зависящий от свойств материала и учитывающий влияние нормальных деформаций на процесс зарождения микротрещин (значения α получают по результатам испытаний на растяжение при кручении, в случае отсутствия этих данных значение α в расчетах обычно принимают равным единице).

Для одноосного нагружения:

$$\frac{\Delta\gamma}{2} = \frac{\Delta\varepsilon}{2} [(1 + \nu) + \alpha(1 - \nu)], \quad (2)$$

где $\Delta\varepsilon$ — амплитуда деформаций при одноосном нагружении; ν — коэффициент Пуассона.

Зависимость амплитуды деформации от числа циклов до зарождения усталостной трещины для одноосного нагружения с учетом эффекта средних напряжений по правилу Морроу [17, 18] имеет вид:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f - 2\sigma_{\perp\text{mean}}}{E} (2N_p)^b + \varepsilon'_f (2N_p)^c, \quad (3)$$

где σ'_f , ε'_f — коэффициенты осевой циклической упругости и пластичности соответственно; $\sigma_{\perp\text{mean}}$ — среднее за цикл нормальное напряжение на этой площадке; E — модуль Юнга колесной стали; N_p — число циклов нагружения (здесь принято число прокатываний колеса по рельсу) до зарождения усталостного дефекта в ободной зоне колеса; b , c — показатели степени циклической упругости и пластичности соответственно.

На рис. 2 дано графическое представление уравнения (3) в логарифмических координатах.

Тогда уравнение кривой усталости, а в данном случае уравнение зависимости размаха эквивалентной сдвиговой деформации $\Delta\gamma$ от числа циклов нагружения — числа прокатываний колеса по рельсу

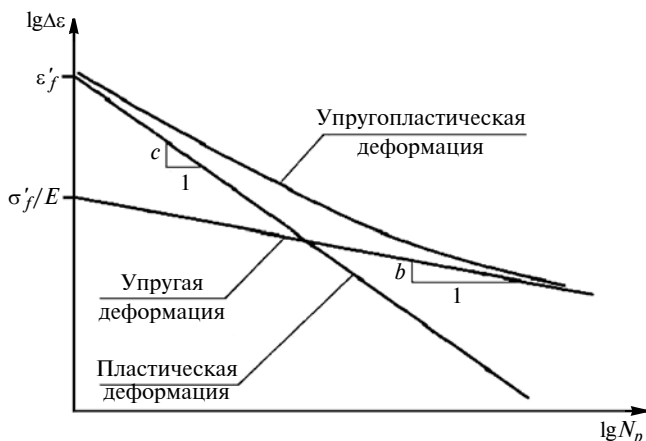


Рис. 2. Графическое представление уравнения (3) деформационной кривой усталости

до наступления зарождения дефекта в ободной зоне колеса, с учетом уравнений (1)–(3) имеет вид:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta\gamma}{2} &= \frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} + \alpha\Delta\varepsilon_{\perp} = \\ &= \beta_1 \frac{\sigma'_f - 2\sigma_{\perp\text{mean}}}{E} (2N_p)^b + \beta_2 \varepsilon'_f (2N_p)^c, \end{aligned} \quad (4)$$

где $\Delta\gamma_{\max}/2$ — амплитуда максимальной сдвиговой деформации, достигаемой на некоторой площадке в зоне контакта; $\Delta\varepsilon_{\perp}$ — размах нормальных деформаций на этой площадке; α , β_1 , β_2 — коэффициенты: $\alpha = 1$; $\beta_1 = 1,3 + 0,7\alpha$; $\beta_2 = 1,5 + 0,5\alpha$.

Левая часть уравнения (4) как раз введена в предположении, что амплитуда, эквивалентная повреждающей сдвиговой деформации, приводит к зарождению в металле трещины в зоне возникновения максимального сдвига $\Delta\gamma_{\max}/2$, усугубляемого деформацией $\Delta\varepsilon_{\perp}$.

Эмпирические параметры σ'_f , ε'_f , b , c в уравнении (4) являются основой для построения кривых усталости в координатах $\lg(\Delta\varepsilon/2)$, $\lg N_p$. Данные источника [18] показывают, что возможно обобщение вышеприведенных величин на основе эмпирических характеристик механических свойств конструкционных металлов и сплавов. Свойства колесных сталей, особенности технологии их обработки и применения находят отражение в величинах именно параметров σ'_f , ε'_f , b , c . При отсутствии экспериментальных данных рекомендуется оценивать: σ'_f — как истинный предел прочности; ε'_f — как истинную пластичность разрушения; b выбирается из диапазона $-0,05 \div -0,15$; c — из диапазона $-0,5 \div -0,8$ [18].

В данной работе при оценке влияния на долговечность фактора осевой нагрузки свойства металла принимались однородными в течение всего периода эксплуатации. Согласно рекомендации В. Т. Торощенко [18] были приняты следующие параметры: $\sigma'_f = 1,5\sigma_B$, $\varepsilon'_f = 0,59$, $b = -0,087$, $c = -0,58$.

По мере выработки и совершенствования экспериментальных подходов, установления на их основе фактических значений указанных параметров возможно уточнение приведенной в статье оценки долговечности.

Конечно-элементная модель и методика расчета

При эксплуатации движение колеса по рельсу носит сложный характер: наблюдаются виляния, набегания, проскальзывания и др. Учет этих особенностей при компьютерном моделировании в данной работе был реализован на основе адекватной 3D-модели колесной пары и фрагментов рельса со сгущением конечно-элементной сетки в зоне контакта "колесо — рельс". Исследовался фрагмент рельса длиной, равной расстоянию между двумя шпалами. К торцевым поверхностям рельса прикладывались граничные условия в виде фиксированных перемещений по всем направлениям. Размер конечно-элементной сетки в зоне контакта "колесо — рельс" контролировался до глубины 20 мм и в среднем составлял 0,5 мм.

На рис. 3 представлена описанная конечно-элементная модель "колесо — рельс".

Колесная пара с диаметром колеса по кругу катания 957 мм прокатывалась по рельсу Р65 при заданном уровне осевой нагрузки и средней скорости движения грузовых вагонов $v = 80$ км/ч [1, 3]. Ширина колеи составляла 1520 мм, подуклонка рельса $1/20$. Трение между контактирующими поверх-

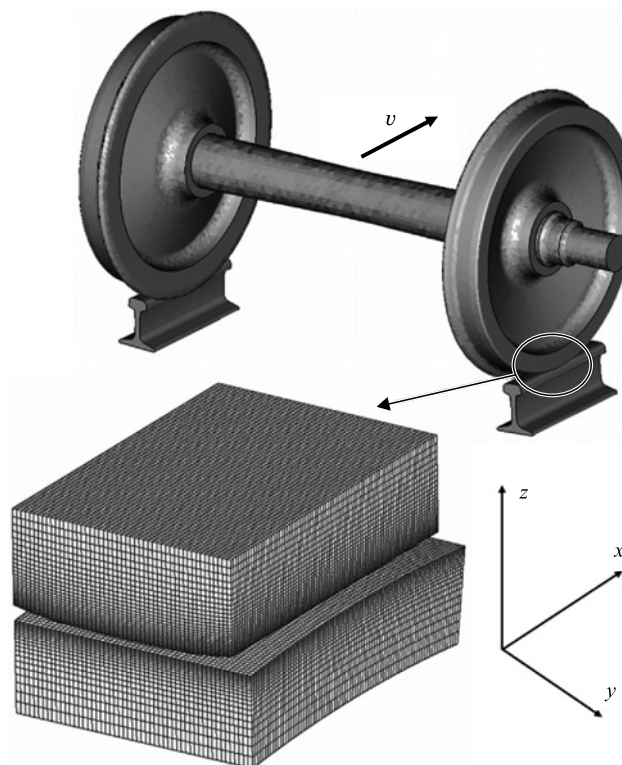


Рис. 3. Конечно-элементная модель "колесо — рельс"

Механические свойства сталей колеса и рельса

Показатель	Колесо	Рельс
Модуль Юнга E , ГПа	210	210
Коэффициент Пуассона ν	0,3	0,3
Временное сопротивление σ_B , МПа	1100	1290
Предел текучести σ_T , МПа	800	850

ностями колеса и рельса считали по кулоновской модели сухого трения с коэффициентом $\mu = 0,3$. Механические свойства сталей, из которых изготовлены колесо и рельс, приведены в таблице.

Расчет НДС и ресурса ободной части колеса при его контактном взаимодействии с рельсом в зависимости от нагрузки проводился в несколько этапов:

для исключения осцилляций НДС при динамическом приложении осевой нагрузки проведение расчета при статическом ее приложении, из условий которого потом стартовало динамическое моделирование проката колеса по рельсу с той же нагрузкой и на заданной скорости (программный комплекс MSC.Marc);

обработка результатов динамического расчета и определение истории изменения НДС в виде компонент тензора напряжений в исследуемой ободной части колеса с передачей данных в MSC.Fatigue;

расчет повреждаемости и суммарного ресурса исследуемой ободной части колеса в программном комплексе MSC.Fatigue с учетом коррекции по Нейберу линейного расчета компонент тензора напряжений в пластическую область деформирования металла колеса.

Результаты расчета напряженно-деформированного состояния

Результаты расчета НДС от статической нагрузки на колесо, равной 125 кН, в контакте "колесо — рельс" при неподвижном положении колеса показаны на рис. 4, 5 (см. обложку).

Из рис. 4 видно, что максимальные эквивалентные по Мизесу напряжения в металле колеса расположены на глубине примерно 5 мм под поверхностью катания. С увеличением глубины эти напряжения быстро уменьшаются.

На рис. 5 представлены распределения касательных напряжений τ_{xy} в зоне контакта колеса с рельсом. Показано, что значительные касательные напряжения возникают лишь в пределах небольшой зоны объема контакта. Касательные напряжения в других частях модели незначительны.

Из изложенного следует, что при расчете НДС в колесе при его качении по рельсу достаточно смоделировать небольшую по длине его прокатку, поскольку на удалении от места контакта напряжения становятся пренебрежимо малы. Поэтому для приемлемого времени счета динамической задачи для

на прокатки была принята равной 40 мм за время $t = 0,002$ с. На рис. 6 приведена схема моделирования процесса прокатывания колеса по рельсу: I — начальное положение при $t = 0$; II и III — положения при $t = 0,001$ и $0,002$ с (конечное).

Изменение компонент тензора напряжений в контрольной точке поверхности катания колеса, вступающей в контактное взаимодействие с рельсом при нагрузке на колесо 125 кН, представлено на рис. 7. По оси абсцисс откладывается время движения колеса по рельсу, по оси ординат — значения компонент тензора напряжений. Из рис. 7 видно, что максимальное нормальное σ_z и максимальное касательное τ_{yz} напряжения на поверхности катания рельса не возникают одновременно, их максимумы сдвинуты во времени.

На рис. 8 и 9 (см. обложку) показаны распределения нормальных и сдвиговых контактных напряжений на поверхности катания колеса в момент времени $t = 0,001$ с.

Компоненты тензора напряжений и деформаций, вычисленные для поверхностных и внутренних узлов конечно-элементной модели колеса, расположенных в зоне контакта при его прокатывании под воздействием разной вертикальной нагрузки, передавались в качестве входных данных в программный комплекс MSC.Fatigue.

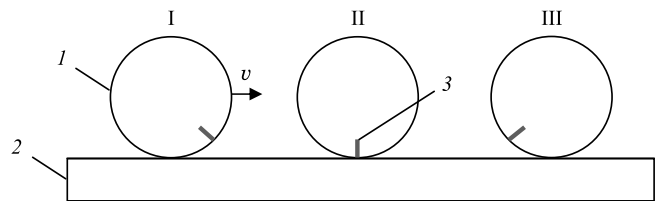


Рис. 6. Схема моделирования процесса прокатывания колеса по рельсу:

1 — колесо; 2 — рельс; 3 — исследуемое сечение обода колеса

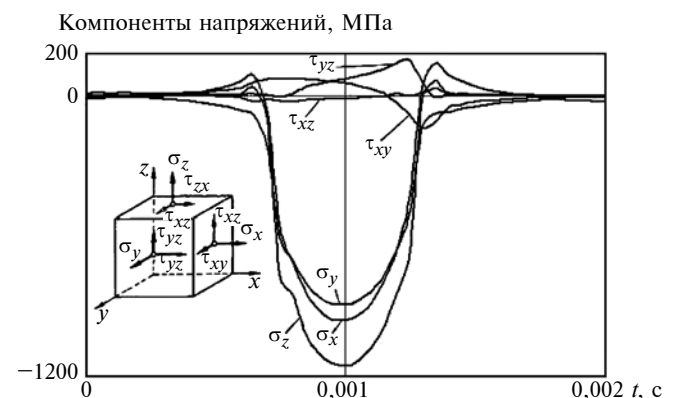


Рис. 7. Изменение компонент тензора напряжений вдоль осей x , y , z в точке поверхности катания колеса при его прокатывании по рельсу:

σ_x , σ_y , σ_z — нормальные напряжения тензора; τ_{xy} , τ_{yz} , τ_{zx} — касательные напряжения на площадках, t — время моделирования

Расчет повреждаемости

Предварительно вычисленные в программе MSC.Marc величины, как указывалось, передавались в среду MSC.Fatigue, где путем встроенных функций по Нейберу проводилась пластическая корректировка и рассчитывалась повреждаемость за один цикл (один оборот колеса) для всего объема зоны контакта.

Было введено понятие "относительная повреждаемость" — величина, обратная числу циклов, приведших к повреждению при данной нагрузке. На рис. 10 представлена относительная повреждаемость за один цикл прокатывания колеса при разных силах P взаимодействия колеса с рельсом.

Расчет ресурса

По результатам измерений поперечных перемещений колесных пар установлено, что для порожних вагонов их размах достигает 27 мм, для груженых — находится в интервале 12÷20 мм [19].

Было принято, что зона контакта конечно-элементной модели колеса при расчете ресурса равно-



Рис. 10. Относительная повреждаемость в контактной зоне обода колеса

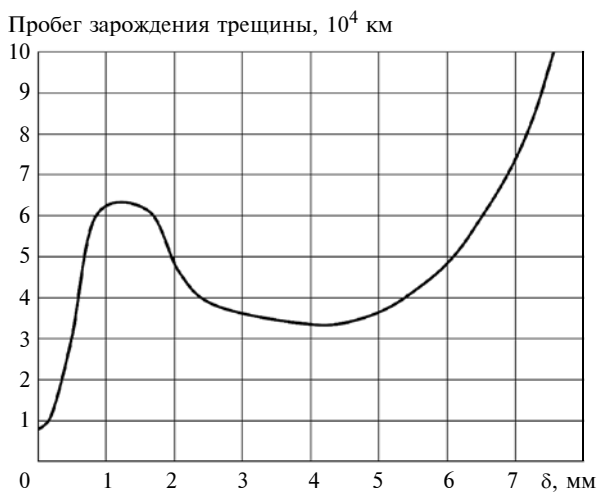


Рис. 11. Ресурс колеса по глубине δ обода с учетом распределения нагрузок P на колесо

вероятно меняет свое положение от гребня к торцу по поверхности катания, и соответственно этому изменяется напряженное состояние его ободной зоны.

Величины, обратные поврежденности, приведенной на рис. 10, и откорректированные с учетом особенностей эксплуатации подвижного состава, — это и есть рассчитываемый ресурс, измеренный числом оборотов колеса, которое, в свою очередь, может быть переведено в километры пробега.

На рис. 11 представлена кривая, иллюстрирующая возможность зарождения трещины на различных глубинах δ в зависимости от пробега.

Данная кривая учитывает распределение сил взаимодействия колеса и рельса в блоке нагрузок, поперечные влияния колесной пары, а также механические характеристики обода колеса.

Выводы

1. По результатам компьютерного моделирования процесса накопления контактно-усталостных повреждений обода колеса в зависимости от приложенной к нему нагрузки во взаимодействии поверхностей катания "колесо — рельс" для грузового вагона установлены количественные оценки их изменения по глубине металла (см. рис. 10).

Рис. 11 указывает на наличие двух экстремумов в распределении ресурса колеса по глубине обода — на поверхности и на глубине 4÷5 мм. Это удовлетворительно согласуется с данными наблюдений. Поверхностные повреждения быстро нивелируются износом. Повреждения на глубине могут иметь развитие в виде выщербин, выкрашиваний, расслоений металла, отколов обода колеса, устраняемых путем преждевременной обточка (см. рис. 1) [11, 12].

2. Рассмотренная модель контактно-усталостного повреждения показывает удовлетворительную качественную оценку ресурса обода колеса при его качении по рельсу. Результаты моделирования будут уточнены по мере совершенствования расчетной модели и получения фактических значений входящих в них параметров.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **ГОСТ 10791—2011.** Колеса цельнокатаные. Технические условия. М.: Стандартинформ, 2011. 28 с.
2. **ГОСТ 11018—2011.** Колесные пары тягового подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм. Общие технические условия. М.: Стандартинформ, 2012. 31 с.
3. **ГОСТ Р 51685—2013.** Рельсы железнодорожные. Общие технические условия. М.: Стандартинформ, 2014. 96 с.
4. **Критерии** и нормы оценки прочности колесных пар подвижного состава / В. И. Грек, Э. С. Оганьян, Г. М. Волохов, Э. Н. Никольская // Тяжелое машиностроение. 2011. № 7. С. 24—31.
5. **ГОСТ 31373—2008.** Колесные пары локомотивов и моторвагонного подвижного состава. Расчеты и испытания на прочность. М.: Стандартинформ, 2009. 8 с.

В. Я. ГОРЕЛИКОВ, канд. техн. наук (Самарский ГТУ), А. И. СОМОВ (Самаранефтегаз), e-mail: somovAii@Yandex.ru

Применение профильных соединений различных видов и типоразмеров

Рассматриваются особенности применения профильных соединений в малогабаритных насосных агрегатах и крупногабаритных сборных железнодорожных колесах.

Ключевые слова: РК-профиль, профильная кривая, диаметр, плунжерный насос, железнодорожное колесо.

The features of the use of profile connections in small-sized pumping units and large-size prefabricated railway wheels are considered.

Keywords: RC-profile, profile curve, diameter, plunger pump, railway wheel.

Профильные соединения имеют ряд эксплуатационных и технологических преимуществ. Они долговечнее, обладают меньшими шумовыми характеристиками, в 2—5 раз меньшей металлоемкостью, чем другие соединения, также имеют более высокий КПД по сравнению со шлицевыми и шпоночными соединениями [1]. В данной статье приведены примеры применения профильных соединений с целью повышения надежности в различных отраслях машиностроения (типовой электроприводный одно-

плунжерный насос-дозатор марки 10/100 и железнодорожное колесо подвижного состава).

Дозировочные насосы рассматриваемого типа (рис. 1) широко используются в нефтегазовом комплексе, химической промышленности, теплоэнергетической промышленности, на атомных станциях и в других сферах. Отказы насоса обусловлены конструкцией деталей, их изготовлением или эксплуатацией. Часто причиной отказа является износ сопрягаемых поверхностей червячного колеса 5 и вала 8 (см. рис. 1).

Диаметр сопрягаемых поверхностей для данного насоса равен 30 мм. Форму контурной кривой профильного соединения можно задавать с помощью графических построений [2]. Основываясь на исходных размерах шпоночного соединения в насосе-дозаторе марки 10/100, берем наиболее подходящий тип профильного соединения — профильное соединение с трехгранным равноосным контуром (РК-профиль). Геометрические параметры РК-профильной поверхности (рис. 2) [2] определяем следующим образом. Число N граней выбираем равным трем, а условный диаметр $D = 15$ мм [2]. Эксцентриситет e , определяющий характер изменения формы кривой, для трехгранного профиля находим по формуле:

$$e = D/32 = 15/32 = 0,47.$$

Диаметры d и D_1 вписанной и описанной окружностей контурной кривой определяются по формулам:

$$d = D - 2e = 15 - 2 \cdot 0,469 = 14,062 \text{ мм};$$

$$D_1 = D + 2e = 15 + 2 \cdot 0,469 = 15,938 \text{ мм}.$$



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

6. ГОСТ 33783—2016. Колесные пары железнодорожного подвижного состава. Методы определения показателей прочности. М.: Стандартинформ, 2016. 58 с.

7. DIN EN 13262:2004. Railway applications. Wheelsets and bogies. Wheels. Product requirement. German version EN 13262:2004. 44 p.

8. DIN EN 13979-1. Railway applications. Wheelsets and bogies. Monobloc wheels. Technical approval procedure. P. 1. Forged and rolled wheels. German version EN 13979-1:2003. 44 p.

9. AAR S-660. Wheel Designs, Locomotive and Freight Car-analytic Evaluation. Washington: 1981. 5 p.

10. AAR S-669. Analytic Evaluation of Locomotive Wheel Designs. Washington: 2011. 15 p.

11. Классификатор неисправностей вагонных колесных пар и их элементов. I.20.001—2007. М.: ОАО "РЖД", 2007. 101 с.

12. DIN 27204-1. Zustand der Eisenbahnfahrzeuge. Fahrwerk. Teil 1: Radsatz. Normenausschuss Schienenfahrzeuge (FSF) im DIN. 2005. 91 S.

13. Бураго Н. Г., Журавлев А. Б., Никитин И. С. Моделирование многоосного усталостного разрушения и оценка долговечности элементов конструкций // Механика твердого тела. 2011. № 6. С. 22—33.

14. Smith K. N., Watson P., Topper T. H. A Stress-Strain function for the Fatigue of Metals // Journal of Materials. 1970. Vol. 5. N. 4. P. 767—778.

15. Fatemi A., Socie D. F. Critical Plane Approach to Multiaxial Fatigue Damage Including Out-of-Phase Loading // Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures. 1988. Vol. 11. N. 3. P. 149—165.

16. Brown M. W., Miller K. J. A Theory For Fatigue Failure under Multiaxial Stress-Strain Conditions // Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers. 1973. Vol. 187. P. 745—755.

17. Brown M. W., Suker D. K., Wang C. H. An Analysis of Mean Stress in Multiaxial Random Fatigue // Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures. 1996. Vol. 19. N. 2/3. P. 323—333.

18. Трощенко В. Т., Хамаза Л. А. Деформационные кривые усталости сталей и методы определения их параметров. Сообщение 1. Традиционные методы // Проблемы прочности. 2010. № 6. С. 26—44.

19. Влияние величины осевых нагрузок подвижного состава на контактно-усталостную долговечность рельсов / В. С. Коссов, Г. М. Волохов, О. Г. Краснов и др. // Вестник ВНИИЖТ. 2018. Т. 77. № 3. С. 149—156.

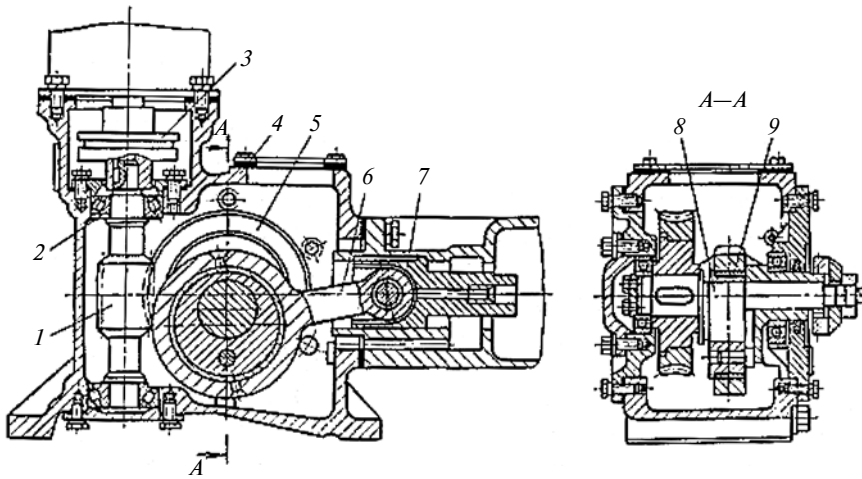


Рис. 1. Типовой электроприводный одноплунжерный насос-дозатор:
 1 — червяк; 2 — подшипник; 3 — муфта; 4 — корпус; 5 — червячное колесо; 6 — шатун;
 7 — ползун; 8 — вал; 9 — эксцентрик

При проектировании РК-профиля используем упрощенный метод равностороннего треугольника [3]. Для этого прочерчиваем окружность диаметром $D = 15$ мм [4], вписываем в нее равносторонний треугольник (рис. 3). В дальнейшем строим три окружности с диаметрами $D_2 = D_3 = D_4 = 15,938$ мм с центрами в вершинах треугольника O_2, O_3, O_4 ; O — центр описанной окружности треугольника (рис. 4). Убираем лишние линии и оставляем только линии внутри треугольника,

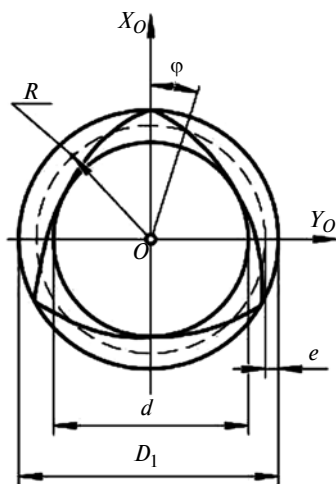


Рис. 2. Геометрические параметры сопрягаемой поверхности РК-профиля:
 D_1 — диаметр описанной окружности;
 d — диаметр вписанной окружности; R — радиус средней окружности; φ — угловой параметр; e — эксцентриситет профиля

получаем профиль (рис. 5). В вершины полученной профильной кривой вписываем окружность диаметром $d_1 = 0,5D_1 = 7,969$ мм и находим окончательную кривую РК-контура (рис. 6).

Таким образом, мы получили геометрические параметры РК-профильного соединения для условного диаметра $D = 15$ мм, которые соответствуют параметрам отраслевого стандарта (рис. 7).

Профильные соединения применяются, когда при одновременном уменьшении массогабаритных параметров сборки достигаются заданные нагрузки или при данных массогабаритных параметрах необходимо увеличить вращающий момент [1]. Эти положения подтверждаются и в более поздней подборке [5].

В настоящее время актуальной является проблема повышения эксплуатационной надежности сборных железнодорожных колес подвижного состава [6, 7].

Сборное железнодорожное колесо локомотива состоит из бандажа, бандажного кольца и колесного центра (рис. 8). При этом колесный центр имеет спицевую конструкцию [8]. Целесообразно использовать в этой сборке профильное соединение с числом граней, которое равно числу спиц в колесном центре. Форму контурной кривой профильного со-

единения можно задавать системой параметрических уравнений в полярных координатах [4]:

$$\begin{cases} R = \sqrt{\left(\frac{D}{2} - e \cos \tau\right)^2 + (N e \sin \tau)^2}; \\ \varphi = \frac{\tau}{N} + \arctg \left(\frac{N e \sin \tau}{\left(\frac{D}{2} - e \cos \tau\right)} \right), \end{cases} \quad (1)$$

где R , мм, и φ , рад, — текущие координаты, определяющие положение произвольной точки на контурной кривой; D — условный диаметр профильного соединения, мм; e — эксцентриситет кривой, мм; N — число граней

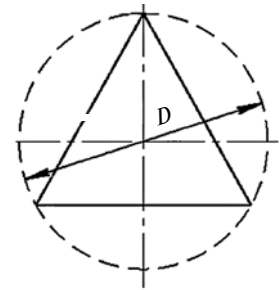


Рис. 3. Равносторонний треугольник и описанная окружность диаметром D

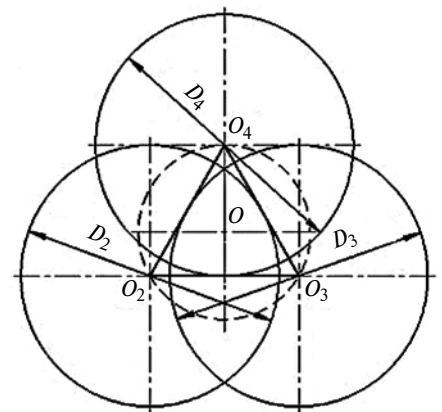


Рис. 4. Получение основного контура профильной кривой

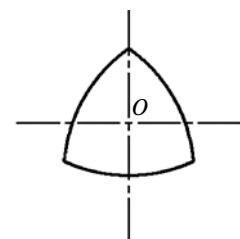


Рис. 5. Основной контур профильной кривой

соединения; τ — независимый параметр, рад.

По формулам (1) провели расчет, из которого следует, например, что при диаметре колеса, равном в 1250 мм, и диаметре колесного центра $D = 1070 \pm 0,25$ мм, числе спиц $N = 11$ (данные колес электровоза ВЛ22м) оптимальное

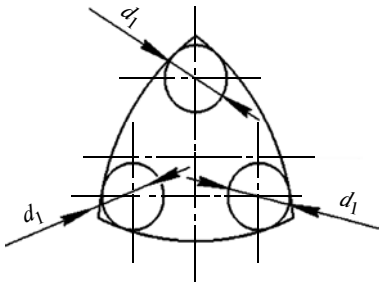


Рис. 6. Окончательный профильный контур

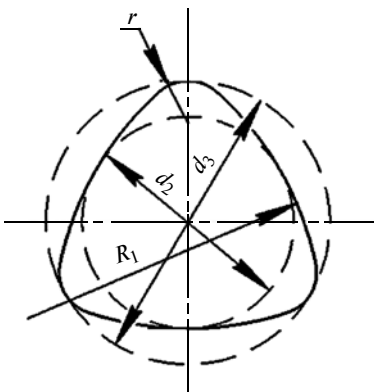


Рис. 7. Параметры окончательного профильного контура:

R_1 — радиус трех сторон профиля; r — радиус вершин профиля; d_2 и d_3 — диаметры вписанной и описанной окружностей

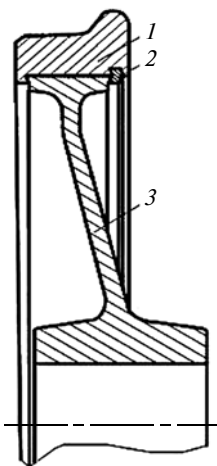


Рис. 8. Сборное железнодорожное колесо локомотива:

1 — бандаж; 2 — бандажное кольцо; 3 — колесный центр

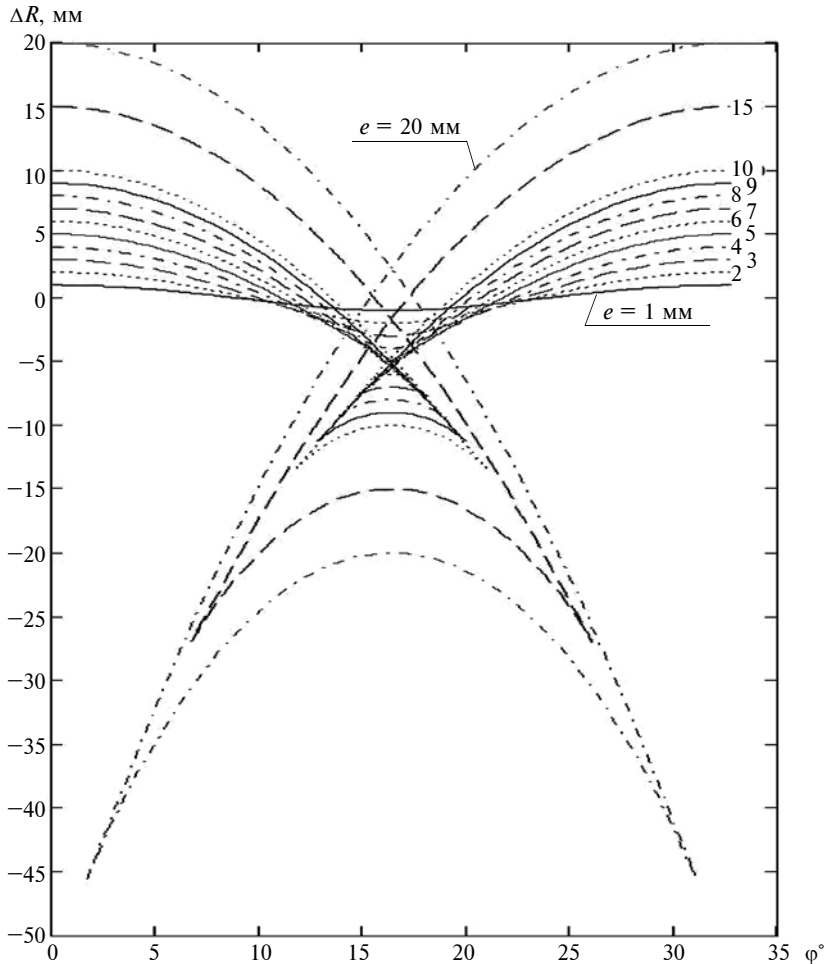


Рис. 9. Зависимости изменения текущего радиуса ΔR от полярной координаты φ для профильного соединения в железнодорожном колесе с числом спиц $N = 11$

значение эксцентриситета профиля составляет $e = 2 \div 5$ мм (рис. 9).

При этом:

$$\Delta R = R(\tau) - R_0,$$

где $R_0 = D/2$.

Полученные в результате анализа данные могут служить основой для конструирования и проектирования техпроцессов производства деталей железнодорожной колесной пары локомотива.

Таким образом, показана возможность применения профильных соединений различных видов и типоразмеров.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Борович Л. С. Беспшпоночное соединение деталей машин. М.: Машгиз, 1951. 132 с.
2. Максименко Ю. А. Создание метода проектирования дисковых

фрез с конструктивным исполнением радиальной подачи для обработки валов с РК- и К-профилем: Дис. ... канд. техн. наук, Курск, 2014. С. 9—15.

3. <https://cyberpedia.su/3x6b38.html>, с. 7, 8.

4. ОСТ 92-4742—86. Соединения профильные. Типы и основные размеры.

5. Профильные соединения с равноосным контуром (РК-профиль). Тематическая подборка // Вестник машиностроения. 1990. № 11. С. 43—67 и 1991. № 1. С. 39—67.

6. Пат. на полезную модель № 60440. Рос. Федерация: МПК В60В 17/00 Колесо железнодорожного подвижного состава.

7. Пат. на полезную модель № 2268154. Рос. Федерация: МПК В60В 17/00. Способ крепления бандажа на колесном центре.

8. Медель В. Б. Подвижной состав электрических железных дорог: Учебник для институтов железнодорожного транспорта. 4-е изд., перераб. М.: Транспорт, 1974. С. 98, 99.

Н. К. ТОЛОЧКО, д-р физ.-мат. наук, О. В. СОКОЛ (БГАТУ, г. Минск), e-mail: n.tolochko@hotmail.com

Методологические аспекты оценки эффективности аддитивной технологии листового ламинирования

Рассмотрены методологические аспекты оценки экономической эффективности прямого изготовления металлических деталей с применением аддитивной технологии листового ламинирования. Предложены модели расчета затрат для разных вариантов LOM-построения.

Ключевые слова: аддитивная технология, листовое ламинирование, экономическая эффективность, расчет, затраты.

The methodological aspects of assessing the economic effectiveness of direct manufacturing of metal parts using additive technology of sheet lamination are considered. Models for calculating costs for different variants of LOM construction are proposed.

Keywords: additive technology, sheet lamination, economic effectiveness, calculation, costs.

Аддитивные технологии (AM-технологии — Additive Manufacturing *technologies*) или, как их еще называют, технологии 3D-печати играют все более заметную роль в машиностроении, вследствие чего все больше внимания уделяется вопросам их эффективного применения для производства деталей машин.

В последние годы предложен ряд моделей расчета затрат на изготовление деталей с помощью AM-технологий [1–6]. Расчет затрат по этим моделям ведется с использованием метода "activity based costing" (ABC), согласно которому затраты распределяются по операциям технологического процесса, благодаря чему можно не только оценивать эффективность применения технологий по величине затрат, связанных с их реализацией, но и детализировать причины этих затрат, выявлять источники их возникновения. Более широкими возможностями решения проблем эффективного применения технологий обладает метод функционально-стоимостного анализа (ФСА), предусматривающий установление соотношений между значимостью операций и величиной связанных с ними затрат и последующее определение (с учетом этих соотношений) путей совершенствования технологии, ведущих к снижению затрат и улучшению качества деталей [7]. Фактически метод ФСА включает в себя метод ABC как составную часть (как начальный этап) [8]. Однако, несмотря на свои достоинства, метод ФСА до сих пор не получил распространения в сфере AM-технологий.

Данная статья посвящена изучению эффективности применения AM-технологий для прямого

изготовления металлических деталей с использованием основных положений методов ABC и ФСА на примере технологии листового ламинирования — Sheet Lamination (SL). Главное внимание в статье уделено важнейшей стадии технологического процесса изготовления деталей — построению (3D-печати), на которое приходится наибольшие затраты по сравнению с другими стадиями — подготовкой к построению и постобработкой.

Согласно AM-технологиям металлические детали строятся путем поочередного наращивания слоев из соответствующего металла. При этом каждый пространственно-протяженный слой формируется последовательно из ряда узких полосок, получаемых в результате селективной обработки исходного строительного материала, который в ходе этой обработки подвергается структурным превращениям. Типичный тому пример — построение деталей по технологии Selective Laser Melting (SLM), наиболее распространенной среди AM-технологий прямого изготовления металлических деталей. Согласно SLM-технологии каждый очередной пространственно-протяженный слой формируется путем построчного сканирования металлического порошка лазерным лучом, в результате чего порошок переплавляется. Принципиальное отличие SL-технологии, применяемой для прямого изготовления металлических деталей, состоит в том, что формируемые в ходе построения деталей пространственно-протяженные слои представляют собой листовые выкройки, каждая из которых получается одновременно — в результате контурного раскроя листового металла, играющего роль исходного строительного материала.

Выбор SL-технологии как объекта исследований в данной статье обусловлен тем, что эта технология характеризуется разнообразием способов реализации процесса построения. Это, в свою очередь, предопределяет разнообразие моделей расчета затрат на этот процесс с учетом пооперационного распределения затрат, а также разнообразие путей совершенствования этого процесса с учетом соотношений между значимостью операций и величиной связанных с ними затрат.

Процесс построения металлических деталей по SL-технологии может осуществляться по следующим схемам, различающимся последовательностью основных операций: 1) "пакетирование—резка—соединение" ("stack—cut—bond", SCB); 2) "пакетирование—соединение—резка" ("stack—bond—cut", SBC); 3) "резка—пакетирование—соединение"

("cut—stack—bond", CSB). Кроме того, каждая из этих схем может иметь разные варианты, различающиеся способами выполнения отдельных операций, в частности резки или соединения листового металла. Некоторые примеры построения металлических деталей по SL-технологии представлены ниже.

Вариант SCB—Solder: металлические листы поочередно пакетируют и разрезают лазером, каждую из полученных листовых выкроек покрывают слоем паяльной пасты, который выравнивают путем прокатки роликом, затем стопку выкроек сжимают нагретыми плитами, в результате чего между выкройками создается паяное соединение [9].

Вариант SCB—D—Weld: металлические листы поочередно пакетируют и разрезают лазером, полученные выкройки соединяют диффузионной сваркой, для чего стопку выкроек подвергают прессованию в печи [10].

Вариант SBC—Glue: металлические листы, предварительно покрытые слоем термоактивируемого клея, поочередно пакетируют и склеивают в результате прокатки нагретым роликом, после чего разрезают лазером (эта технология известна под названием Laminated Object Manufacturing — LOM) [11].

Вариант SBC—US—Weld: металлические листы поочередно пакетируют и селективно сваривают ультразвуком, после чего разрезают фрезой (эта технология известна под названием Ultrasonic Additive Manufacturing — UAM) [12].

Вариант CSB—Screw: из металлических листов лазером или фрезой вырезают выкройки, в которых делают фиксирующие отверстия, а также отверстия для болтов, затем выкройки пакетируют, после чего полученную стопку выкроек стягивают болтами [13].

Весь процесс построения по схемам SCB и SBC ведется в автоматизированном режиме с помощью разных типов SL-3D-принтеров, в которых в силу особенностей их работы в качестве исходного строительного материала используется тонкая металлическая фольга (как правило, в рулонах).

Поскольку при построении по схемам SCB и SBC листы подвергаются резке, когда они уже уложены в стопку, то во время резки проводится не только контурный раскрой листов, но и разделение их неиспользованной части на фрагменты, что позволяет после завершения построения удалить отходы металла и тем самым обеспечить беспрепятственное снятие построенной детали с рабочей платформы.

При построении по схеме CSB в качестве исходного строительного материала используются дискретные металлические листы, раскрой которых ведется в автоматизированном режиме с помощью серийно выпускаемых лазерных или фрезерных раскройных станков. Последующее пакетирование

полученных листовых выкроек и их болтовое соединение трудно поддаются автоматизации, поэтому обычно эти операции выполняют вручную [11]. Во время пакетирования выкроек важно обеспечить их точное взаиморасположение в стопке, для чего в них делают специальные фиксирующие отверстия, через которые проходят направляющие стержни [13]. Возможны и другие способы фиксации положения уложенных в стопку выкроек (с помощью выступов, прорезей), а также их соединения (с помощью клея, пайкой, сваркой). Листы, используемые при построении по схеме CSB, в силу особенностей обращения с ними должны обладать определенной жесткостью, поэтому их толщина, как правило, значительно больше, чем у металлической фольги.

Общие затраты C на построение единичной детали по SL-технологии представляют собой сумму затрат разных видов, что выражается следующим уравнением (без учета косвенных расходов):

$$C = C_{Mat} + C_E + C_{Mach} + C_L. \quad (1)$$

В формуле (1) C_{Mat} — затраты на материалы (Material); C_E — затраты на энергию (Energy); C_{Mach} — затраты на эксплуатацию оборудования (Machine); C_L — затраты на зарплату (Labour).

Общее время T , необходимое для построения единичной детали по SL-технологии, представляет собой сумму времен, требующихся на выполнение разных операций построения, что выражается следующими уравнениями, различными для разных схем построения (для разных вариантов схем):

$$T_{SCB_Solder} = (t_{stack} + t_{contour\ cut} + t_{cut} + t_{coat} + t_{roll})n + t_{solder}; \quad (2)$$

$$T_{SCB_D_Weld} = (t_{stack} + t_{contour\ cut} + t_{cut})n + t_{d_weld}; \quad (3)$$

$$T_{SBC_Glue} = (t_{stack} + t_{contour\ cut} + t_{cut} + t_{glue})n; \quad (4)$$

$$T_{SCB_US_Weld} = (t_{stack} + t_{contour\ cut} + t_{cut} + t_{us_weld})n; \quad (5)$$

$$T_{CSB_Screw} = (t_{contour\ cut} + t_{punch} + t_{stack})n + t_{Screw}; \quad (6)$$

где t_{stack} , $t_{contour\ cut}$, t_{cut} , t_{coat} , t_{roll} , t_{glue} , t_{us_weld} и t_{punch} — время, ч, выполнения следующих циклически повторяющихся операций: пакетирование, контурный раскрой (среднее значение), разделение на фрагменты (среднее значение), нанесение паяльной пасты (среднее значение), прокатка роликом, склеивание, ультразвуковая сварка, проделывание отверстий; t_{solder} , t_{d_weld} и t_{Screw} — время, ч, одноразового соединения всех выкроек в стопке соответственно пайкой, диффузионной сваркой и с помощью болтов; n — общее число циклов (число наращиваемых слоев).

Затраты на материалы (без учета материалов, используемых для соединения выкроек) рассчитываются по формуле

$$C_{Mat} = P_{Mat}(V_{Part} + V_{Waster}). \quad (7)$$

В формуле (7) P_{Mat} — цена единицы объема листового металла, руб./м³; V_{Part} — объем детали (объем полезно использованного металла); V_{Waster} — объем отходов материала (объем неиспользованной части раскроенных листов);

$$V_{Part} = S_{Layer} h_{Layer} n. \quad (8)$$

В формуле (8) S_{Layer} — средняя площадь слоя, м²; h_{Layer} — высота слоя, м.

Затраты на энергию, эксплуатацию оборудования и зарплату зависят от времени, их расчет ведется с учетом уравнений (2)—(6).

Затраты на энергию рассчитываются по формулам:

$$C_{E_SCB_Solder} = P_E [W_o(t_{stack} + t_{coat} + t_{roll}) + W_{cut}(t_{contour\ cut} + t_{cut})]n + W_{solder}t_{solder}; \quad (9)$$

$$C_{E_SCB_D_Weld} = P_E [W_o t_{stack} + W_{cut}(t_{contour\ cut} + t_{cut})]n + W_{d_weld}t_{d_weld}; \quad (10)$$

$$C_{E_SBC_Glue} = P_E [W_o t_{stack} + W_{cut}(t_{contour\ cut} + t_{cut}) + W_{glue}t_{glue}]n; \quad (11)$$

$$C_{E_SBC_US_Weld} = P_E [W_o t_{stack} + W_{cut}(t_{contour\ cut} + t_{cut}) + W_{us_weld}t_{us_weld}]n; \quad (12)$$

$$C_{E_CSB_Screw} = P_E [W_{cut}t_{contour\ cut} + W_o t_{punch}]n, \quad (13)$$

где P_{Energy} — цена единицы потребляемой электроэнергии, руб./(кВт·ч); W_o , W_{cut} , W_{solder} , W_{d_weld} , W_{glue} , W_{us_weld} и W_{punch} — электрическая мощность, потребляемая оборудованием в обычном режиме, а также в режимах резания, пайки, диффузионной сварки, склеивания, ультразвуковой сварки и продельвания отверстий.

В формуле (13), в отличие от формул (9)—(12), не учитываются затраты на энергию при выполнении операций пакетирования и соединения, поскольку, как отмечалось выше, эти операции делаются вручную.

Затраты на эксплуатацию оборудования рассчитываются по формуле

$$C_{Mach} = \frac{C_{Mach_o}}{\tau F} T_{Mach}, \quad (14)$$

где C_{Mach_o} — покупная стоимость (цена) оборудования, руб.; τ — срок амортизации оборудования, г.; F — эффективный годовой фонд времени работы оборудования, ч/г.; T_{Mach} — время работы оборудования, ч.

Входящие в формулу (14) значения C_{Mach_o} , τ и F могут быть различными для разных типов используемого оборудования.

Затраты на зарплату рассчитываются по формуле

$$C_L = C_{L_o} T_L, \quad (15)$$

где C_{L_o} — зарплата работников за единицу времени работы, руб./ч; T_L — время работы работников, ч.

Входящие в формулы (14) и (15) параметры T_{Mach} и T_L соответствуют общему времени построения ($T_{Mach} = T_L = T$) и для разных схем построения (их вариантов) определяются по формулам (2)—(6).

Входящее в формулу (15) значение C_{L_o} считается фиксированным независимо от характера выполняемых работ.

В АМ-технологиях прямого изготовления металлических деталей к основным факторам, вызывающим рост затрат на построение, обычно относят высокие цены на оборудование (3D-принтеры) и материалы, а также большое потребление электроэнергии [6, 14, 15]. Высокая цена на 3D-принтеры, которая заметно повышается с увеличением размеров зоны построения, — одна из главных причин, сдерживающих широкое распространение этих технологий, включая SLM-технологии. Стоимость SL-3D-принтеров, применяемых для построения металлических деталей по схемам SCB и SBC, приблизительно такого же порядка, что и SLM-3D-принтеров (при сопоставимых размерах зон построения). Для построения металлических деталей по схеме CSB вместо 3D-принтеров применяются более дешевые раскройные станки (при сопоставимых размерах зон раскроя станков и зон построения 3D-принтеров).

Цена листовых металлов, используемых в SL-технологии, гораздо меньше, чем цена металлических порошков, используемых в SLM-технологии.

Потребление электроэнергии, связанное в основном с лазерной обработкой, в SL-технологии также гораздо меньше, чем в SLM-технологии. Это обусловлено тем, в SL-технологии лазерная обработка сводится к контурному раскрою листового металла, в то время как в SLM-технологии она включает длительное построчное сканирование лазером металлического порошка в пределах заданного контура.

В АМ-технологиях с учетом характерного для них послойного построения деталей в качестве особого фактора затрат выступает число n наращиваемых слоев. В случае SL-технологии особенности влияния n на затраты, связанные с построением, хорошо видны из формул (9)—(15). Уменьшение n вызывает снижение затрат, но вместе с тем оно сопровождается неизбежным увеличением h_{Layer} , что обусловлено обратно пропорциональной зависимостью этих параметров:

$$n = H/h_{Layer},$$

где H — высота детали.

В АМ-технологиях прямого изготовления металлических деталей возможности увеличения h_{Layer} обычно жестко ограничены в силу особых физических механизмов наращивания слоев, присущих этим технологиям. Например, в SLM-технологии значения h_{Layer} , как правило, не превышают 0,1 мм

[16]. В SL-технологии таких жестких ограничений нет. Например, толщина металлических листов, используемых при построении в схеме CSB, может достигать до нескольких миллиметров [13]. Это означает, что при построении деталей по SL-технологии, прежде всего по схеме CSB, имеются принципиальные возможности значительного снижения затрат благодаря уменьшению n при соответствующем увеличении h_{Layer} .

Однако увеличение h_{Layer} ведет к более ярко выраженному ступенчатому рельефу поверхности деталей, наличие которого обычно считается нежелательным, поэтому его стремятся сгладить на стадии постобработки, что влечет дополнительные затраты.

В SL-технологии с целью уменьшения ступенчатого рельефа поверхностей деталей предпочтение отдается их построению из тонкой фольги (обычно толщиной 0,1 мм) по схемам SCB и SBC [9—12]. В связи с этим следует заметить, что требования к шероховатости поверхностей деталей устанавливаются исходя из функционального назначения поверхностей. Например, эти требования являются весьма строгими для поверхностей пар трения. На практике для многих деталей с учетом условий их эксплуатации наличие ступенчатого рельефа поверхностей может быть вполне допустимым, что, соответственно, делает оправданным построение деталей из сравнительно толстых листов по схеме CSB при соответствующей корректировке требований к шероховатости поверхности в конструкторской документации.

Уменьшение n приводит к сокращению времени выполнения операций построения по SL-технологии и, как следствие, к снижению затрат на энергию — согласно формулам (9)—(13), на эксплуатацию оборудования — согласно формуле (14) и на зарплату — согласно формуле (15).

Как видно из формул (9)—(15), n влияет на затраты по-разному для разных схем построения. Наиболее значительным является влияние n на затраты $C_{E_SBC_Clue}$ и $C_{E_SBC_US_Weld}$, поскольку согласно формулам (11) и (12) это влияние распространяется на все операции процесса построения по вариантам SBC-Glue и SBC-US-Weld, включая соединение выкоек.

Одним из факторов, способных вызывать значительное повышение затрат на построение металлических деталей по AM-технологиям, являются дефекты, возникающие в наращиваемых слоях во время их формирования, в результате чего создаваемые детали приходится забраковывать и осуществлять их повторное изготовление [17]. Так, в случае SLM-технологии возможны дефекты структуры наращиваемых слоев: поры, трещины, включения, а также внутренние напряжения, приводящие к деформациям [18—20]. Этому недостатка практически лишена SL-технология, поскольку в ней для построения используются уже готовые листовые

металлы, не требующие какой-либо дополнительной обработки, которая могла бы вызывать их повреждение. Исключение составляет процесс лазерного раскроя, осуществляемый при построении по схемам SCB и SBC, во время которого резка каждого вновь уложенного в стопку листа сопряжена с рисками повреждения нижележащего листа из-за недостаточно строгого контроля глубины реза. В частности, при отсутствии жесткой синхронизации скорости движения и мощности лазерного луча нижележащий лист может прожигаться лучом. При построении по схеме CSB такие риски в принципе невозможны, поскольку раскрой листов осуществляется до их пакетирования.

Как отмечалось выше, при построении по схемам SCB и SBC во время резки проводится не только контурный раскрой листов, но и разделение их неиспользованной части на фрагменты. Выполнение операции разделения на фрагменты связано с увеличением потребления электроэнергии и длительности работы, что ведет к дополнительному повышению затрат на энергию, эксплуатацию оборудования и зарплату согласно формулам (9)—(15). В противоположность этому при построении по схеме CSB необходимость в разделении неиспользованной части листов на фрагменты отпадает, поскольку резка проводится до пакетирования и сводится только к контурному раскрою листов.

При построении по схеме CSB имеется возможность более рационально расходовать листовой металл благодаря тому, что при его раскрое можно делать компактную компоновку выкоек, так что отходы металла предельно минимизируются, чего нельзя обеспечить при построении по схемам SCB и SBC.

Таким образом, в силу ряда рассмотренных выше причин прямое изготовление деталей из металла по SL-технологии при определенных условиях может быть экономически более выгодным, чем по другим AM-технологиям. Наиболее значительный экономический эффект от применения LOM-технологии может быть достигнут в том случае, когда построение деталей идет по схеме CSB. Поэтому представляет практический интерес дальнейшее совершенствование SL-технологии прямого изготовления металлических деталей и прежде всего тех его вариантов, которые предусматривают построение деталей по схеме CSB.

Согласно общепринятым положениям метода ФСА задачи повышения эффективности применения AM-технологий в результате их совершенствования решаются исходя из предположения, что эти технологии применяются для изготовления конкретных деталей, характеризующихся определенной конструкцией и, как следствие, определенными показателями качества, установленными в соответствии с существующей конструкторской документацией. Однако при этом не принимаются во

внимание уникальные возможности AM-технологий, которыми не обладают традиционные технологии изготовления деталей. В частности, AM-технологии позволяют создавать детали сложной конфигурации, содержащие извилистые каналы, имеющие сотовую структуру, состоящие из разнородных материалов, чего нельзя обеспечить с помощью традиционных технологий. При этом могут быть не только получены качественно новые детали, но и существенно снижены затраты на их изготовление [15]. Примером тому является создание литейных стержней [21]: с помощью традиционных технологий обычно делается несколько отдельных стержней, которые затем собираются в более сложный составной стержень, в то время как AM-технологии позволяют сразу же изготовить единый стержень, соответствующий по конструкции составному, причем с меньшими затратами и за более короткое время.

На основании изложенного выше следует считать целесообразным использование комплексного подхода к решению задач повышения эффективности применения AM-технологий на основе метода ФСА. Согласно этому подходу наряду с эффективностью применения AM-технологий для изготовления деталей необходимо рассматривать эффективность применения самих деталей, с учетом того, что они могут иметь новую конструкцию и новые свойства благодаря уникальным возможностям AM-технологий.

Что же касается путей совершенствования AM-технологий, направленных на повышение эффективности их применения, то, как было показано выше на примере SL-технологии, они могут быть весьма разнообразными. В общем случае они могут включать изменение состава операций технологического процесса (исключение старых операций или введение новых, замена одних операций на другие), изменение последовательности операций, а также условий их выполнения (режимные параметры, используемое оборудование и др.). В случае же изготовления деталей по SL-технологии, прежде всего при их построении по схеме CSB, повышение эффективности применения этой технологии может быть в значительной мере связано с выбором оптимальных значений числа наращиваемых слоев.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ruffo M., Hague R. J. M.** Cost estimation for rapid manufacturing simultaneous production of mixed components using laser sintering // Proc. Inst. Mech. Eng., Part B // J. Engineering Manufacture. 2007. N. 221 (11). P. 1585—1591.
2. **Analyzing product** lifecycle costs for a better understanding of cost drivers in additive manufacturing / C. Lindemann, U. Jahnke, M. Moi, R. Koch // 23rd, Ann. Int. Solid Freeform Fabrication Symp.; 2012; Austin, TX. Solid Freeform Fabrication Proc. University of Texas, Austin. 2012. P. 177—188.
3. **Schroder M., Schmitt R., Falk B.** Evaluation of Cost Structures of Additive Manufacturing Processes Using a New Business Model // 7th Industrial Product-Service Systems Conf. — PSS, industry transformation for sustainability and business. Proc. CIRP 30. 2015. P. 311—316.
4. **Cost optimization** of additive manufacturing in wood industry / N. Grujovic, A. Pavlovic, M. Slijvic, F. Zivic // FME Transactions. 2016. N. 44. P. 386—392.
5. **Cost estimation** of a specifically designed direct light processing (DLP) additive manufacturing machine for precision printing / A. Charalambis, A. Davoudinejad, G. Tosello, D. B. Pedersen // Proc. 17th Int. Conf. European Society for Precision Engineering and Nanotechnology. 2017. 5 p.
6. **A new mixed production** cost allocation model for additive manufacturing (MiProCAMAM) / M. Fera, F. Fruggiero, G. Costabile at al. // Int. J. Adv. Manufacturing Technology. 2017. V. 92. Iss. 9—12. P. 4275—4291.
7. **Моисеева Н. К.** Функционально-стоимостной анализ в машиностроении. М.: Машиностроение, 1987. 320 с.
8. **Кузьмина Е. А., Кузьмин А. М.** Функционально-стоимостной анализ и метод ABC // Методы менеджмента качества. 2002. № 12. С. 6—10.
9. **Butt J., Mebrahtu H., Shirvani H.** Rapid prototyping by heat diffusion of metal foil and related mechanical testing // Int. J. Adv. Manuf. Technol. 2016. V. 84. P. 2357—2366.
10. **Precht M., Otto A., Geiger M.** Rapid Tooling by Laminated Object Manufacturing of Metal Foil // Adv. Materials Research. 2005. V. 6—8. P. 303—312.
11. **Zak G., Wang W.** Adhesive Bonding of Sheet for Laminated Metal Tooling // Proc. Solid Freeform Fabrication Symp., Austin, TX, 2002. P. 502—509.
12. **Ultrasonic Additive** Manufacturing as a form-then-bond process for embedding electronic circuitry into a metal matrix / A. Bournias-Varotsis, R. J. Friel, R. A. Harris, D. S. Engstrom // J. Manufacturing Processes. 2018. Vol. 32. P. 664—675.
13. **Alami A. H.** Using Laminated Metal Tooling (LMT) in Die Manufacturing For Clay Moulding // Proceeding of the 5th International Symposium on Mechatronics and its Applications, Amman, Jordan, May 27—29, 2008. 8 p.
14. **Cost models** of additive manufacturing: A literature review / G. Costabile, M. Fera, F. Fruggiero, at al. // Int. J. Industrial Engineering Computations. 2017. N. 8. P. 263—282.
15. **Thomas D.** Costs, benefits, and adoption of additive manufacturing: a supply chain perspective // Int. J. Adv. Manufacturing Technology. 2016. V. 85. Is. 5—8. P. 1857—1876.
16. **3D-принтеры** по металлу // <http://3d.globatek.ru/production/prom-metal/>
17. **Informing Additive** Manufacturing technology adoption: total cost and the impact of capacity utilization / M. Baumers, L. Beltrametti, A. Gasparre, R. Hague // Int. J. Production Research. 2017. V. 55. N. 23. P. 6957—6970.
18. **Identification** of Sub-Surface Defects in Parts Produced by Additive Manufacturing, Using Laser Generated Ultrasound / S. K. Everton, P. Dickens, C. Tuck, B. Dutton // Proc. Materials Science and Technology Conference and Exhibition. 2016. V. 1. P. 141—148.
19. **Introduction** to Additive Manufacturing technology. A guide for Designers and Engineers. European Powder Metallurgy Association. 2015. 43 p.
20. **Nondestructive Testing** for Metal Parts Fabricated Using Powder-Based Additive Manufacturing / L. W. Koester, H. Taheri, T. A. Bigelow, at al. // Materials Evaluation. 2018. V. 76. N. 4. P. 514—524.
21. **Quantifying the Role** of Part Design Complexity in Using 3D Sand Printing for Molds and Cores / E. S. Almaghariz, B. P. Conner, L. Lenner at al. // Int. J. Metalcasting. 2016. V. 10. Is. 3. P. 240—252.

М. В. БРУНГАРТ, канд. техн. наук, С. Н. ШАТОХИН, д-р техн. наук (ФГАОУ ВО Сибирский федеральный университет, г. Красноярск), e-mail: maxbrung@gmail.com

Шпиндельные узлы с мультиадаптивными гидростатическими опорами

Приведены технические решения, результаты теоретического исследования и методика проектирования шпинделей с мультиадаптивными гидростатическими опорами с опорными втулками, обеспечивающими активное нагнетание рабочей жидкости и угловую самоустановку относительно шпинделя. Данная конструкция позволяет увеличить нагрузочную способность и избежать кромочного контакта в передней опоре из-за изгиба и перекоса шпинделя при консольном нагружении.

Ключевые слова: шпиндель, гидростатическая опора, оптимальное проектирование.

Technical solutions, the results of theoretical research and a methodology for designing spindles with multiadaptive hydrostatic supports with support bushings, which ensure active pumping of the working fluid and angular self-alignment relative to the spindle, are presented. This design allows to increase the load capacity and avoid edge contact in the front support due to bending and skewing of the spindle under cantilever loading.

Keywords: spindle, hydrostatic support, optimal design.

Мультиадаптивные гидростатические опоры (МГО) обеспечивают отрицательное смещение опорной шейки шпинделя во всем диапазоне нагружения и отрицательную податливость в большей части диапазона, а также в 2 раза большую нагрузочную способность и меньший в 2 раза расход рабочей жидкости при нагружении, чем пассивные гидростатические опоры (ПГО) с неподвижной опорной втулкой. Отрицательное смещение переднего конца и податливость шпинделя с МГО способствуют повышению точности обработки на станках за счет меньшего влияния положительных упругих деформаций технологической системы. В статье рассматриваются конструкции шпиндельных узлов и методика проектирования шпинделей с МГО, позволяющая без специальных компьютерных программ определять их оптимальные параметры и нагрузочные характеристики.

На рис. 1, а показана разработанная авторами МГО для шпиндельных узлов станков [1–6]. В корпусе 1 на тонкостенной эластомерной оболочке 2 установлена активно подвижная опорная втулка 3, на внутренней поверхности которой в два ряда рас-

положены прямоугольные карманы 5, ограниченные по периферии узкими поясками шириной l_1 , образующими с опорной шейкой шпинделя 6 выходные дросселирующие зазоры $h = h_0 + e \cos \varphi$, где e — радиальный эксцентриситет шпинделя в опорной втулке нагруженной МГО; h_0 — значение h при $e = 0$; φ — угловая координата.

В оболочке 2 выполнены прямоугольные вырезы, образующие управляющие камеры 4, расположенные аналогично карманам 5 в два ряда и перекрестно соединенные каналами 8 с карманами, расположенными в другом ряду. Камеры 4 имеют узкие выступы шириной $l_4 \approx l_1$, образующие с поверхностью корпуса входные дросселирующие зазоры $h_b = h_{b0} + e_b \cos \varphi$, где e_b — радиальный эксцентриситет опорной втулки относительно корпуса при нагружении МГО; h_{b0} — значение h_b при $e_b = 0$.

Рабочая жидкость под постоянным давлением p_H нагнетается в МГО по каналам 7 и через зазор h_b поступает в управляющие камеры и связанные с ними карманы под давлением, которое для ненагруженной МГО равно $p_H/2$. При действии радиальной нагрузки f шпиндель смещается в ее направлении с первичным положительным эксцентриситетом $e' > 0$ относительно опорной втулки. В результате давление в нагружаемых (разгружаемых) карманах и связанных с ними управляющих камерах увеличивается (уменьшается) и опорная втулка смещается относительно корпуса в сторону, противоположную нагрузке f , т. е. с отрицательным эксцентриситетом $e_b < 0$. При этом входной зазор h_b нагружаемых (разгружаемых) управляющих камер и карманов увеличивается (уменьшается) и давление рабочей жидкости в них дополнительно повышается (понижается). Дополнительная разность давлений смещает шпиндель в сторону, противоположную нагрузке f , но уже с вторичным отрицательным эксцентриситетом $e'' < 0$ относительно опорной втулки. Если эффективная площадь управляющих камер существенно больше эффективной площади карманов, вторичный отрицательный эксцентриситет по модулю больше первичного. После завершения переходного процесса суммарный отрицательный эксцентриситет шпинделя относительно корпуса составит $e = e_b + e' + e'' < 0$.

На рис. 2 приведены безразмерные нагрузочные характеристики МГО, соответствующие смещению $e(f)$ (линия 1) шпинделя и смещению $e_b(f)$ опорной втулки (линия 2), где $e \equiv e/h_0$ и $e_b \equiv e_b/h_0$ —

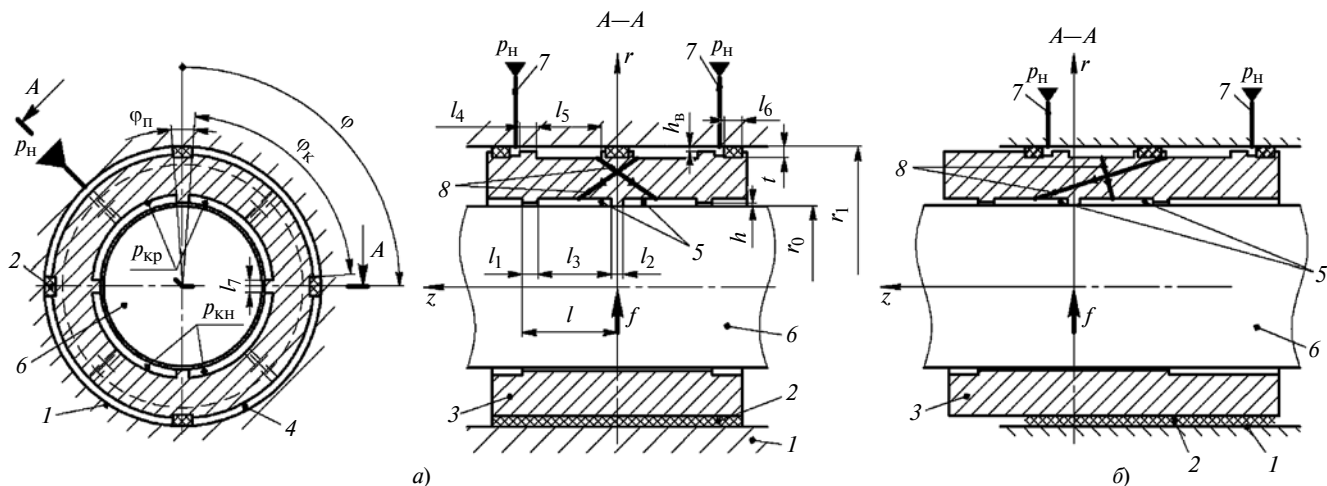


Рис. 1. Радиальная МГО (а) и радиальная МГО с полной самоустановкой опорной втулки (б):

1 — корпус; 2 — эластомерная оболочка; 3 — опорная втулка; 4 — управляющие камеры; 5 — карманы; 6 — шпиндель; 7 — подводящие каналы; 8 — перекрестные связи

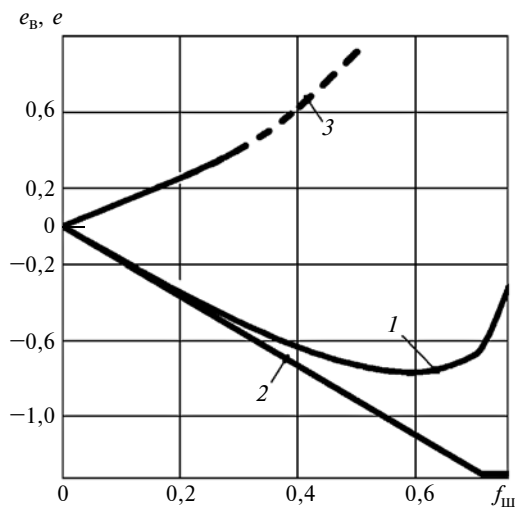


Рис. 2. Безразмерные нагрузочные характеристики $e(f)$ МГО (1), $e_b(f)$ МГО (2) и $e(f)$ ПГО (3)

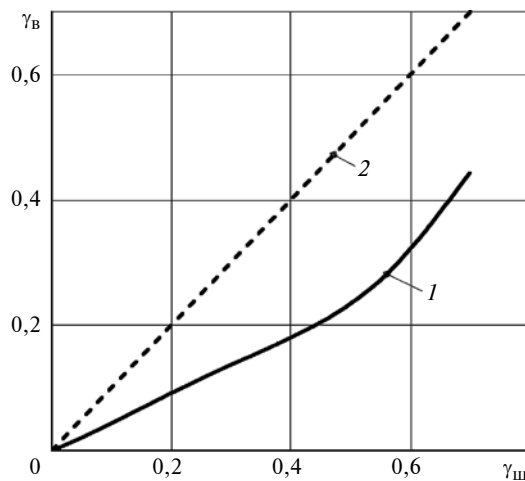


Рис. 3. Характеристики частичной (1) и полной (2) угловой самоустановки опорной втулки МГО относительно шпинделя

безразмерные эксцентриситеты шпинделя и опорной втулки; $f \equiv f / (4r_0^2 p_H)$ — безразмерная нагрузка. Видно, что шпиндель во всем диапазоне нагружения имеет отрицательный эксцентриситет $e < 0$, т. е. смещается противоположно нагрузке. При $f < 0,6$ нагрузочная характеристика шпинделя имеет отрицательную податливость $de/df < 0$. Опорная втулка также имеет отрицательный эксцентриситет $e_b < 0$. При $f \approx 0,72$ смещение опорной втулки прекращается, так как она касается корпуса ($e_b = h_{в0}/h_0$), и при $f \geq 0,72$ податливость шпинделя становится положительной. Значение $f \approx 0,76$ соответствует максимуму нагрузочной характеристики $e(f)$ шпинделя, так как при $e \approx 0,85$ зазор h в нагруженной зоне достигает минимума и при дальнейшем нагружении возможно касание вращающегося шпинделя с опорной втулкой. Линия 3 соответствует нагрузочной характеристике $e(f)$ шпинделя ПГО с непод-

вижной опорной втулкой, рассчитанной при модуле упругости эластомерной оболочки $E \rightarrow \infty$.

Видно, что ПГО имеет положительную податливость во всем диапазоне нагружения, т. е. ее шпиндель смещается по направлению нагрузки f . Чтобы при перекосе и консольном изгибе нагруженного двухопорного шпинделя в передней ПГО не допустить контакта вращающегося шпинделя с передней кромкой опорной втулки, безразмерный радиальный эксцентриситет ограничивают значением $e \equiv e/h_0 \leq 0,4$. Поэтому нагрузочная характеристика ПГО ограничена значением $f \leq 0,33$ (штриховая часть линии 3 — нереализуемая).

При перекосе опорной шейки консольно нагруженного шпинделя на угол $\gamma_{ш}$ опорная втулка МГО поворачивается в том же направлении на угол $\gamma_{в}$, что обеспечивает ее частичную угловую самоустановку относительно шпинделя (рис. 3, линия 1).

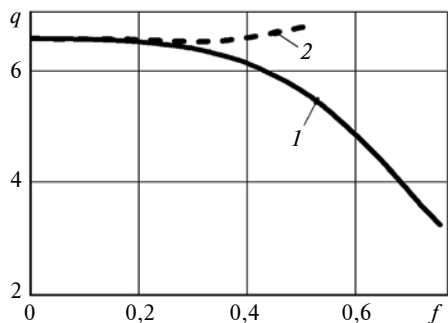


Рис. 4. Безразмерные расходные характеристики $q(f)$ МГО (сплошная линия) и ПГО (штриховая линия)

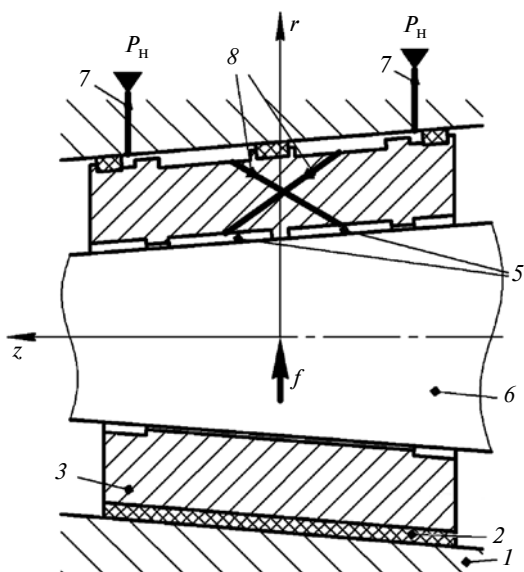


Рис. 5. Радиально-осевая (коническая) МГО: позиции см. рис. 1

Полная угловая самоустановка соответствует $\gamma_B \rightarrow \gamma_{Ш}$ (рис. 3, линия 2) и обеспечивается смещением управляющих камер опорной втулки в сторону второй опоры шпинделя (рис. 1, б). При полной угловой самоустановке опорной втулки нагрузочная способность МГО в 2÷2,5 раза больше, чем ПГО.

На рис. 4 приведены изменения безразмерного расхода $q \equiv q(f)/(p_H h_0^3 \mu^{-1})$ рабочей жидкости при нагружении МГО (линия 1) и ПГО (линия 2). Видно, что расход рабочей жидкости ПГО увеличивается, а МГО уменьшается, а при максимальной нагрузке — в 2 раза по сравнению с ПГО.

Отрицательную податливость при радиальном и осевом нагружении обеспечивает коническая МГО (рис. 5).

Расчетная схема двухопорного шпинделя с МГО, передний конец которого нагружен радиальной силой $f_{Ш}$, приведена на рис. 6: линия 1 показывает положение оси шпинделя, линия 2 — изгиб его оси при нагружении. Таким образом, передний конец шпинделя имеет положительное смещение $y_{Ш} > 0$ в результате изгиба и отрицательное смещение $y_0 < 0$

в результате отрицательной податливости МГО. При расчете шпиндель рассматривали как ступенчатую балку с разными моментами инерции консольной (I_a) и межопорной (I_l) частей. Методом Мора — Верещагина получили уравнение суммарного смещения переднего конца шпинделя:

$$y_{\Sigma} = y_{Ш} + y_{оп} = \frac{f_{Ш}}{3E_{Ш}} \left(\frac{a_0^3}{I_a} + \frac{a_0^2 l_0}{I_l} \right) + \left(\frac{a_0 + l_0}{l_0} e_{п} + \frac{a_0}{l_0} e_3 \right). \quad (1)$$

Связь эксцентриситетов передней ($e_{п}$) и задней (e_3) опор с их реакциями $w_{п}(e_{п}) = -f_{Ш}(a_0/l_0 + 1)$ и $w_3(e_3) = f_{Ш}a_0/l_0$ определяли по уравнениям силового равновесия шпинделя и баланса расходов рабочей жидкости, приведенных в работах [1, 3].

Безразмерные нагрузочные характеристики шпинделя с МГО рассчитывали по следующему алгоритму:

на основании математической модели МГО для выбранной совокупности размерных и безразмерных параметров сформировали массив М взаимосвязи безразмерной нагрузочной характеристики $f(e)$ с безразмерным эксцентриситетом e шпинделя;

в массиве М определили $f(e)$ и e , соответствующие безразмерным реакциям передней $w_{п} = -f_{Ш}(a_0 + 1)$ и задней $w_3 = f_{Ш}a_0$ опор нагруженного шпинделя; по уравнению (1) определили функцию $y_{\Sigma}(f_{Ш})$.

На рис. 7, а, б приведены нагрузочные характеристики $y_{\Sigma}(f_{Ш})$ для шпинделя с МГО при следующих параметрах: $H_1 \equiv h_1/h_0 = 1,3$; $R_1 \equiv r_1/r_0 = 2$; $L_1 \equiv l_1/l_0 = 0,2r_0$; $L_0 \equiv l_0/r_0 = 6$; $A_0 \equiv a_0/r_0 = 3 \div 6$. Видно, что передний конец шпинделя даже при $a_0 = 6$ имеет отрицательное смещение y_{Σ} во всем диапазоне нагружения и отрицательную податливость $dy_{\Sigma}/df_{Ш}$ в его большей части. Следовательно, применение в станках шпинделей с МГО должно повышать точность обработки при уменьшении упругих деформаций технологической системы.

Авторы разработали прикладную методику расчета шпинделей с МГО, позволяющую без специальных компьютерных программ определять их нагрузочные характеристики. Для этого из линей-

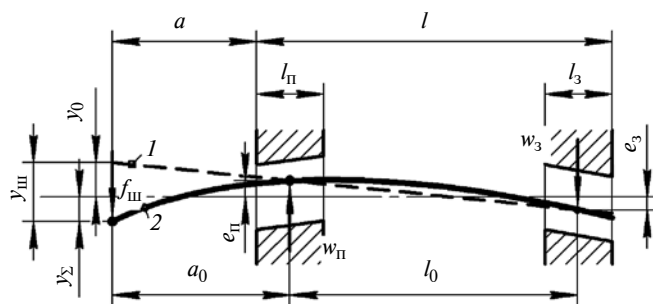


Рис. 6. Расчетная схема двухопорного шпинделя с МГО

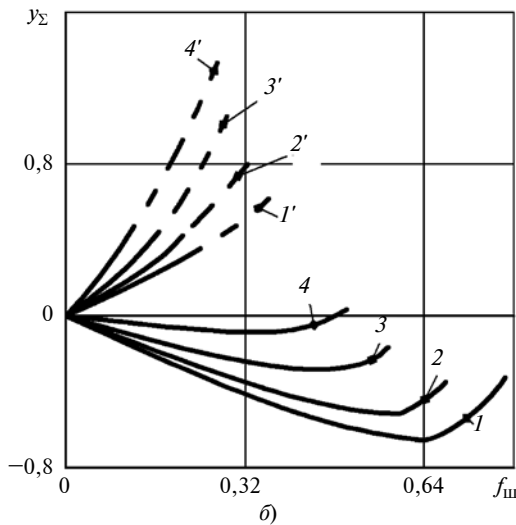
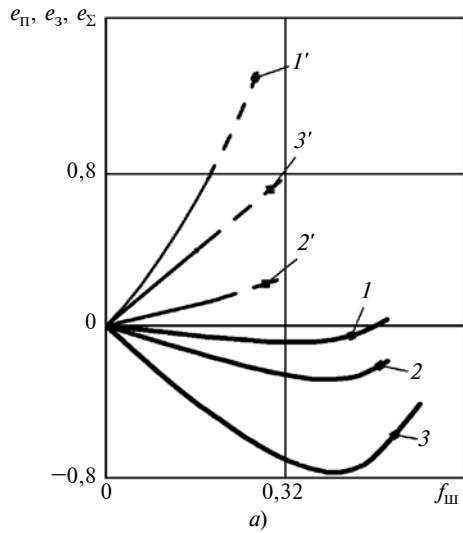


Рис. 7. Нагрузочные характеристики (а) и влияние на них длины a_0 консоли (б) шпинделя с МГО (1–4) и с ПГО (1'–4'): а) 1 и 1' – $y_{\Sigma}(f_{ш})$, 2 и 2' – $y_3(f_{ш})$, 3 и 3' – $e_{п}(f_{ш})$; б) 1 и 1' – $a_0 = 3$, 2 и 2' – $a_0 = 4$, 3 и 3' – $a_0 = 5$, 4 и 4' – $a_0 = 6$

ризованной относительно e и e_B математической модели МГО получили уравнения безразмерных давлений рабочей жидкости в разгружаемых ($P_{кр}$) и нагружаемых ($P_{кн}$) управляющих камерах и карманах. Для упрощения дальнейших преобразований примем сумму величин дросселирующих перемычек карманов в безразмерном виде $L_1 + L_2 = L_{пк}$:

$$\begin{cases} P_{кр} \equiv p_{кр}/p_H = P_{кн} \frac{C+V}{(v+C+V)}; \\ P_{кн} \equiv p_{кн}/p_H = \frac{G(v+C+V)+VM}{(G+M+g)(v+M+V)-M^2}, \end{cases} \quad (2)$$

где $V = R_1 h_{10}^2 (\pi/2 - \varphi_{п})(H_{10} - 3e_B)/(12\mu L_4)$;

$C = (l_3 + 0,5l_{пк})/12\mu$; $G = -r_1 \varphi_{п} h_{10}^2 (h_{10} + 3e_B)/(12\mu l_4)$;

$v = \{\pi/3 + 3(e_B - e)\}/(6\mu l_{пк})$.

С учетом формул (2) определили безразмерную податливость ненагруженной МГО:

$$c_0 \equiv de/df|_{f \rightarrow 0} = U^2 (s_y/s_k) \{n_{кн1} - n_{кр1} + (n_{кн2} - n_{кр2})U\}^{-1}, \quad (3)$$

где $U = 1 - K_r (S_y/S_k) \{n_{кн1} + n_{кр1}\} / (n_{кн2} + n_{кр2})$,

$K_r \equiv k/(r_0 p_H)$ – безразмерная податливость эластомер-

ной оболочки; $k = \frac{2l_7(1+\nu)(1-2\nu)}{(3-4\nu)\{16\varphi_{п}(l_4+l_5)+3\pi ml_6\}}$ –

податливость эластомерной оболочки; E и ν – модуль упругости и коэффициент Пуассона эластомера; $\varphi_{п}$ – центральный угол продольной перемычки оболочки; n и m – число продольных и круговых перемычек; k_f – коэффициент влияния углового направления нагрузки f (табл. 1); $S_k = 2r_0(l_3 + l_1) \times \sin(\pi - \varphi_k/2)k_f$ – эффективная площадь карманов; $S_y = 2r_1(l_4 + l_5)\sin(\pi/4 - \varphi_k)k_f$ – эффективная площадь управляющих камер;

$$n_{кр1} = \{m_4(m_1 + m_5) - Cm_1 + m_3q_2\}/(C^2 - q_2q) - \{q_2(m_3 - m_5) - q_1(m_1 + m_5)\} \times \{Cm_2 - m_4q_2\}/\{C^2 - q_2q_1\};$$

$$n_{кр2} = \{m_5q_1 + m_5q_2\}\{Cm_2 - m_4q_2\}/\{C^2 - q_2q_1\}^2 - m_5m_4/\{C^2 - q_2q_1\};$$

$$n_{кн1} = \{[m_1 - C(m_1 + Cm_3 + m_1m_4 + m_2m_3 + m_3m_6m_4m_5)] + [(m_1 + m_5)(C + m_2 + m_6) \times (Cm_2 - Cm_4 - m_2m_4 + m_2m_7)]/q_2\}/[q_2(C^2 - q_1q_2)];$$

$$n_{кн2} = (C^2 - q_1q_2^2)(Cm_4m_5)/q_2 - (Cm_2 - m_4q_2)(m_5q_2 + m_5q_1)/[q_2(C^2 - q_1q_2)^2] + m_5(Cm_2 - Cm_4 - m_2m_4 + m_2m_7)/[q_2(C^2 - q_1q_2)];$$

$$q_1 = C - m_4 + m_7; \quad q_2 = C + m_2 + m_6;$$

$$m_1 = H_1^2 R_1 (2\varphi_{п} - \pi)/(8\mu L_4);$$

Таблица 1

Число управляющих камер и карманов в ряду	Значения коэффициента k_f при угловом направлении нагрузки f	
	между карманами	на середину кармана
Четыре	1,0	0,71
Шесть	0,87	1,0

Шпиндели МГО	Рекомендуемые значения безразмерных параметров МГО							
	$l_1 \equiv l_1/r_0$ $l_4 \equiv l_4/r_0$	l_5/l_3	$h_1 \equiv h_1/h_0$	$r_1 \equiv r_1/r_0$	$s \equiv s_y/s_k$	$E \equiv E/p_H$	$a_0 \equiv a_0/r_0$	$l \equiv l/r_0$
Тихоходные	0,05÷0,1	>1,5	1,1÷1,2	2÷3	2÷2,5	0,5÷1,0	<4	0,8÷1,2
Быстроходные	0,03÷0,06	>1,5	1,1÷1,2	1,5	1,5÷2	0,25÷0,5	<5	0,8÷1,0

$$m_2 = H_1^3 R_1(\varphi_{\text{П}} - \pi/2)/(12\mu L_4);$$

$$m_3 = H_1^2 R_1 \varphi_{\text{П}}/(4\mu L_4); \quad m_4 = H_1^3 R_1 \varphi_{\text{П}}/(12\mu L_4);$$

$$m_5 = 1/(2\mu L_{\text{ПК}}); \quad m_6 = \pi/(18\mu L_{\text{ПК}});$$

$$m_7 = \pi/(12\mu L_{\text{ПК}}).$$

Изменение безразмерной нагрузочной характеристики $f(e)$ для МГО можно представить параметрической аппроксимацией $f \approx c_0 e(1 - e)$. В этом случае инверсная функция $e(f)$ определяется выражением

$$\ln(e) = \ln c_0 - \ln w. \quad (4)$$

Выбор размерных параметров МГО должен обеспечить рекомендуемые динамические критерии: $\sigma \equiv 12\mu r_0/\sqrt{m_{\text{ш}} p_H h_0^5} \in \{10 \div 20\}$, учитывающего массу $m_{\text{ш}}$ шпинделя, и $V \equiv V_{\text{ж}} p_H / (r_0^2 h_0 E_{\text{ж}}) < 300$, учитывающего модуль упругости $E_{\text{ж}}$ рабочей жидкости и суммарный объем $V_{\text{ж}}$ управляющих камер и карманов [7].

Для проектного расчета шпинделя с МГО необходимо:

по известной нагрузке $f_{\text{ш}}$ определить реакции $w_{\text{П}}(e_{\text{П}}) = -f_{\text{ш}}(a_0/l_0 + 1)$ и $w_3(e_3) = f_{\text{ш}} a_0/l_0$ передней и задней МГО шпинделя;

задать размерные параметры МГО с учетом рекомендуемых динамических критериев σ и V ;

по табл. 2 выбрать безразмерные параметры МГО;

по уравнениям (3) и (4) определить эксцентриситеты $e_{\text{П}}$ и e_3 в опорах шпинделя;

по формуле (1) рассчитать смещение u_{Σ} переднего конца шпинделя, которое не должно превышать 30÷40 % допуска на размер обрабатываемой детали.

Выводы

Представлены конструктивные решения радиальной, радиально-осевой и самоустанавливающейся МГО, которые по сравнению с традицион-

ными ПГО, как показало теоретическое исследование их характеристик, имеют ряд существенных преимуществ. Разработанная упрощенная методика проектного расчета позволяет определять геометрические параметры по известным нагрузкам на шпиндель без использования сложных вычислений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Шатохин С. Н., Брунгардт М. В., Курзаков А. С. Самоустанавливающиеся адаптивные гидростатические шпиндельные опоры // СТИН. 2015. № 3. С. 13—16.
2. Пат. 2537217 Рос. Федерация: МПК F16C17/18. Гидростатический подшипник.
3. Брунгардт М. В. Создание мультиадаптивных гидростатических шпиндельных опор с эластомерным подвесом управляющей опорной втулки: Дисс. ... канд. техн. наук // Братск: ФГБОУ Братский ГУ, 2018. 126 с.
4. Брунгардт М. В., Козлова Н. И., Лукин Р. С. Программа автоматизированного построения трехмерной модели самоустанавливающейся адаптивной гидростатической опоры // Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2015614891 от 11.03.2015.
5. Брунгардт М. В., Пикалов Я. Ю., Шатохин С. Н. Расчет нагрузочных и энергетических характеристик радиального адаптивного гидростатического шпиндельного подшипника с упруго-подвижной опорной втулкой и активным нагнетанием рабочей жидкости // Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2012661370 от 13.12.2012.
6. Численное исследование переходных процессов в адаптивной гидростатической опоре / М. В. Брунгардт, Д. В. Вавилов, Р. С. Лукин и др. // Технология машиностроения. 2016. № 2. С. 49—53.
7. Шатохин С. Н. Теория и методы проектирования адаптивных гидростатических и аэроэстатических шпиндельных опор и направляющих металлорежущих станков: Дисс. ... д-р техн. наук // Красноярск: ФГАОУ ВО "Сибирский федеральный университет", 2010. 390 с.
8. Шатохин С. Н. Расчет и оптимизация нагрузочных характеристик шпиндельных узлов с гидростатическими подшипниками // Станки и инструмент. 1987. № 3. С. 17, 18.
9. Шатохин С. Н. Расчет и минимизация потерь мощности в гидростатических подшипниках // Станки и инструмент. 1989. № 9. С. 16—19.

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

Методика проектирования технологических комплексов. Часть 3. Проектирование инструмента

По разработанной методике проектирования нестационарных технологических комплексов выполнена декомпозиция блока разработки инструмента (с конструктивным исполнением) для стапельной обработки разделок под сварку в корпусных конструкциях подводного судна.

Ключевые слова: нестационарный технологический комплекс, разделка, сварка, математическая модель, проектирование, сила резания, инструмент.

According to the developed methodology for the design of non-stationary technological complexes, the decomposition of the tool development unit (with a design version) for the pile processing of grooves for welding in the hull structures of an underwater vessel is performed.

Keywords: non-stationary technological complex, cutting, welding, mathematical model, design, cutting force, tool.

В работе [1] рассмотрена общая функциональная схема методики проектирования технологических комплексов (ТК) и представлено ее обобщенное формализованное представление в виде математической модели, объединяющей описание обрабатываемого изделия и отдельных компонентов ТК.

В статье [2] показаны дальнейшая декомпозиция блоков модели формообразования и определение силовых параметров резания, результатом чего стала разработка принципиальных схем станка и инструмента.

Применение методики проектирования ТК

Как уже было отмечено, благодаря модульной структуре методики процесс проектирования ТК можно начинать с любого его компонента, последовательно понижая степень неопределенности в получении законченного проектного решения. Рассмотрим применение предлагаемой методики начиная с формирования частной модели инструмента, что соответствует блоку А4 диаграммы А-0 [1].

На базе исходных данных в виде аналитических зависимостей на предыдущем этапе декомпозиции процедур проектного решения были получены соответствующие выражения для инструментальной поверхности, срезаемого слоя и усилий резания.

Рассмотрим декомпозицию блока А4 диаграммы проектирования нестационарных технологических комплексов (НТК) в контексте уточнения схемы срезания припуска и конструктивных параметров инструмента (рис. 1).

Информационные потоки диаграммы А-4:

- 1 — верифицированная модель формообразования;
- 2 — верифицированная модель срезания припуска;
- 3 — средства САПР (универсальные и специализированные);
- 4 — база критериев;
- 5 — проектант (исполнитель проектирования);
- 6 — характеристики технологического комплекса;
- 7 — нормативно-техническая документация;
- 8 — база типовых решений;
- 9 — математический аппарат (множество математических инструментов, методов и правил проектирования);
- 10 — схема резания;
- 11 — геометрия рабочей части инструмента;
- 12 — уточнение схем;
- 13 — критерии оптимальности распределения усилий резания;

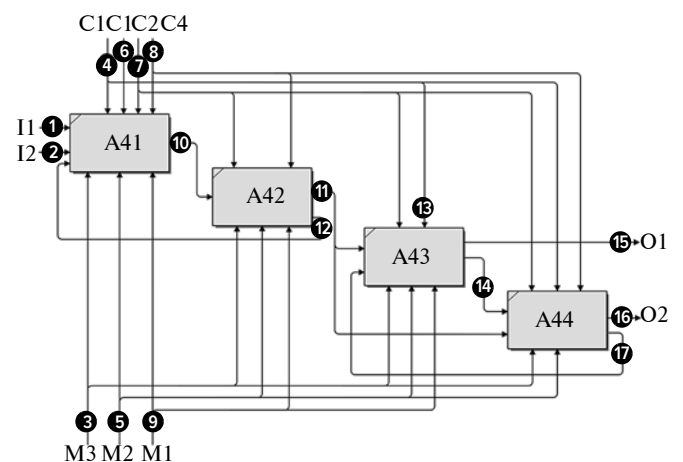


Рис. 1. Декомпозированный блок А4 IDEF0-диаграммы проектирования НТК:

А41 — выбор схемы резания; А42 — взаимное расположение режущих элементов на инструментальной поверхности; А43 — конструктивное исполнение инструмента; А44 — определение геометрии (рабочих углов) режущих элементов

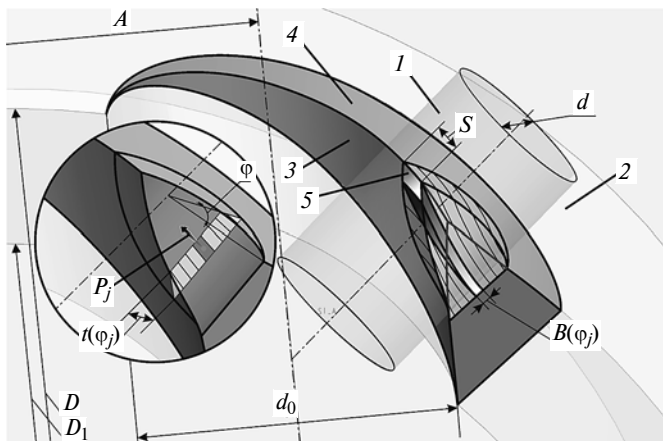


Рис. 2. Параметры срезаемого припуска при фрезеровании разделки, сечение и текущие параметры срезаемого слоя:

1 — фреза; 2 — заготовка; 3 и 4 — нижняя и верхняя части срезаемого припуска; 5 — сегмент срезаемого слоя, удаляемый одним режущим элементом

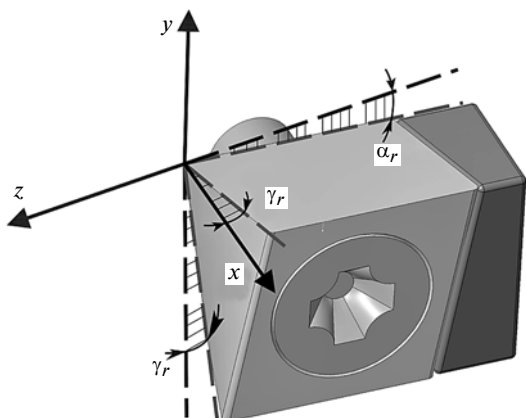


Рис. 3. Передние углы режущего элемента

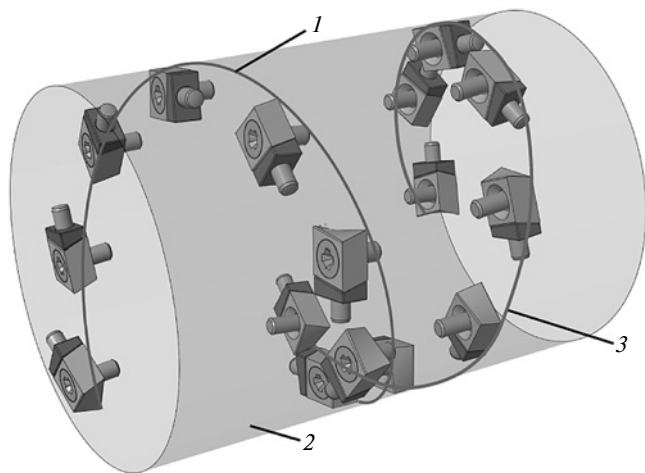


Рис. 4. Расположение режущих элементов на инструментальной поверхности:

1 и 3 — винтовые правосторонняя и левосторонняя линии размещения дискретных режущих элементов; 2 — инструментальная (цилиндрическая) поверхность

14 — экспериментально подтвержденная схема инструмента;

15 — модель силовых параметров резания;

16 — модели формообразования и инструмента;

17 — уточнение инструмента.

По диаграмме А-4 выбрали схему срезания припуска. В качестве критериев приняты минимизация значений и оптимальное направление вектора силы резания.

Силу резания можно выразить [3] через функции $B(\varphi_j)$ и $t(\varphi_j)$ (рис. 2):

$$P_j = C_{P0} B^q(\varphi_j) t^x(\varphi_j) \gamma_r^u \gamma_a^w, \quad (1)$$

где C_{P0} — удельная сила резания, постоянная для заданных и неизменяемых в процессе резания факторов (показатели свойств обрабатываемого материала, скорость резания и т. п.); $B(\varphi_j)$ и $t(\varphi_j)$ — ширина и толщина срезаемого слоя в сечении, определяемом параметром φ_j текущего положения j -го режущего элемента при вращении инструмента вокруг своей оси; $j = 1, \dots, m$ — номер режущего элемента; q и x — показатели степени при $B(\varphi_j)$ и $t(\varphi_j)$, отражающие влияние ширины и толщины срезаемого слоя на силу резания; γ_r — радиальный передний угол режущей части инструмента (рис. 3); γ_a — аксиальный передний угол инструмента (см. рис. 3); u и w — показатели степени при γ_r и γ_a , отражающие влияние передних углов режущей части инструмента на силу резания.

Из анализа $B(\varphi_j)$, $t(\varphi_j)$, q и x для широкого спектра обрабатываемых материалов [4] следует, что для уменьшения силы резания рекомендуется уменьшить $B(\varphi_j)$ и увеличить $t(\varphi_j)$ при постоянной площади сечения срезаемого слоя.

Таким образом, наиболее целесообразной схемой является генераторная схема срезания припуска дискретными режущими элементами (см. рис. 1, блок А41).

Предлагаемая схема инструмента включает в себя дискретные режущие элементы, расположенные по винтовой линии на цилиндрической поверхности (см. рис. 1 и рис. 4, блок А42).

Для определенной принципиальной схемы НТК целесообразно максимально уменьшить осевую (по оси инструмента) составляющую силы резания. Используя дискретно расположенные элементы, это можно реализовать зеркальным расположением режущих элементов относительно средней плоскости фрезы (см. рис. 4). Таким образом, можно практически полностью уравновесить осевые составляющие силы резания с обеих сторон (нижней — правосторонней, верхней — левосторонней) фрезы, т. е. $P_{jZ} \approx 0$.

Расположение дискретных режущих элементов по винтовой линии с перекрытием на инструментальной поверхности обеспечивает выравнивание колебаний суммарной силы резания во времени, что улучшает динамику резания.

Приняв $B(\varphi_j) = B = \text{const}$ для каждого из j дискретных режущих элементов (неперетачиваемые режущие пластины), получим максимально возможные толщины срезаемого слоя для j -го режущего элемента:

для нижней части припуска, срезаемой право-спиральными режущими элементами:

$$t_j = t(\varphi_j)_{\max} = jBt\eta; \quad (2)$$

для верхней части припуска, срезаемой лево-спиральными режущими элементами:

$$t_j^* = jBt\eta[\pi/2 + \nu(\xi) - \eta]. \quad (3)$$

Подставив формулы (1) и (2) в выражение (3), получим:

$$P_j = C_{P0}jB^{(q+x)}(\text{tg}\eta)^x \gamma_r^u \gamma_a^w.$$

Принимая во внимание выражение для углов $\varphi_{\max j}$, соответствующих максимальным толщинам срезаемого слоя

$$\varphi_{\max j} = \arccos(1 - 2t_j/d),$$

получим максимальные составляющие силы резания для j -го режущего элемента в собственной системе координат инструмента ($X_t Y_t Z_t$):

$$P_{\max Y_t} = P_j \cos \varphi_{\max j} = P_j [1 - (2jBt\eta)/d];$$

$$P_{\max X_t} = P_j \sin \varphi_{\max j} = C_{P0} B^q S^x (\sin \varphi_{\max j})^{x+1} \gamma_r^u \gamma_a^w;$$

$$P_{\max Z_t} = P_j \cos \varphi_{\max j} t \eta \gamma_a = P_j t \eta \gamma_a [1 - (2jBt\eta)/d].$$

Матричное выражение для силы резания в собственной системе координат инструмента для каждого j -го режущего элемента в его положении, определяемом углами φ_j , ξ и η , выглядит следующим образом:

$$P(\varphi_j, \xi, \eta) = \begin{bmatrix} P_j \cos \varphi_j \sin \xi \cos \eta \\ P_j \sin \varphi_j \cos \eta \\ P_j \cos \varphi_j \text{tg} \gamma_a \sin \eta \\ 0 \end{bmatrix}.$$

Снижению силы резания также способствует дважды положительная геометрия режущих элементов $\gamma_r > 0$, $\gamma_a > 0$ (см. рис. 3), что особо важно при обработке вязких материалов. При этом аксиальная установка пластин обеспечивает их необходимую прочность.

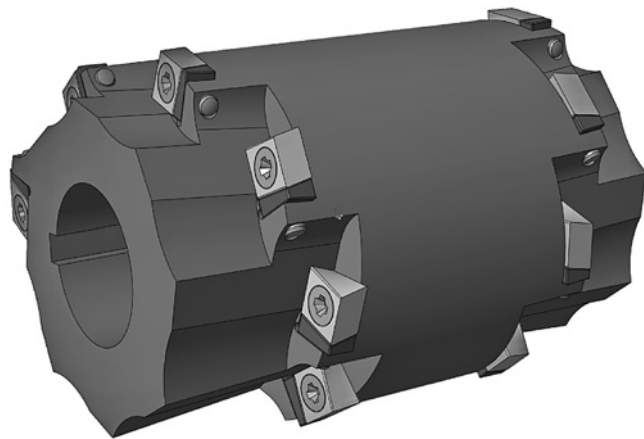


Рис. 5. Общий вид спроектированного инструмента

Кроме минимизации силы резания для эффективности важно управлять направлением вектора силы резания в координатах КТ, что позволяет благодаря оптимальной ориентации вектора силы резания относительно осей жесткости станка минимизировать статическую и динамическую податливость НТК.

Конструктивное исполнение инструмента показано на рис. 5.

Таким образом, в рамках единой модели проектирования показана процедура декомпозиции и детального проектирования инструмента (см. рис. 1, блоки А41—А44) во взаимосвязи с моделями формообразования и срезания припуска (см. рис. 1, блоки А3 и А4 [1]).

Для рассмотренного варианта кинематики НТК [2] и спроектированного инструмента с учетом величины и направления сил резания можно далее проектировать конструкцию НТК, обеспечивающую требуемые показатели жесткости. Это позволяет определить поле податливости НТК для прогнозирования погрешности обработки в рамках решения задачи деформационной точности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Русановский С. А., Худяков М. П., Климов Ю. В. Проектирование технологических комплексов. Ч. 1. Разработка методики проектирования // Вестник машиностроения. 2020. № 7. С. 31—35.
2. Русановский С. А., Худяков М. П. Проектирование технологических комплексов. Ч. 2. Применение методики для нестационарных технологических комплексов // Вестник машиностроения. 2020. № 8. С. 26—29.
3. Справочник технолога-машиностроителя. Т. 1. / Под ред. А. М. Дальского, А. Г. Косиловой, Р. К. Мещерякова, А. Г. Сулова. М.: Машиностроение-1, Т. 1. 2001. 912 с.
4. Общемашиностроительные нормативы режимов резания. Справочник: Т. 2 / А. Д. Локтев, Ф. Гушин, Б. Н. Балашов и др. М.: Машиностроение, Т. 2. 1991. 304 с.

А. В. ЕГОРОВ, канд. техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: antegor177@mail.ru

Расчет металлических труб с внешним ограничением

Проанализированы известные решения задачи на локальную потерю устойчивости трубы. Предложено новое решение данной задачи на основании нелинейного конечно-элементного анализа объемного напряженно-деформированного состояния трубы, находящейся в податливой среде, с использованием программного комплекса LS-DYNA.

Ключевые слова: трубопровод, среда, локальная устойчивость, расчет, метод конечных элементов, программный комплекс LS-DYNA.

The known solutions of the problem on the local stability loss of a pipe are analyzed. A new solution to this problem is proposed on the basis of a nonlinear finite element analysis of the volumetric stress-strain state of a pipe in a compliant medium using the LS-DYNA software package.

Keywords: pipeline, medium, local stability, calculation, finite element method, LS-DYNA software package.

К трубным конструкциям с внешним ограничением относятся подземные трубопроводы, туннели для транспортировки жидкостей и газов, усиленные стальными цилиндрическими элементами, бетонными оболочками, а также тонкостенные стальные лейнеры, используемые для восстановления поврежденных трубопроводов, вертикальные сэндвич-оболочки и другие составные оболочечные конструкции, при эксплуатации которых на них могут воздействовать внешние нагрузки [1, 2]. Внешнее нагружение цилиндрической поверхности может вызвать коробление конструкции, связанное с локальной потерей устойчивости [3–5]. При расчетах открытых трубопроводов, т. е. без внешних ограничений [6], такие воздействия, как правило, не учитывают [7]. При оценке же несущей способности трубопроводов с внешними ограничениями необходимы расчеты на их локальную устойчивость.

В развитие известных решений данной задачи [8–13] в настоящей статье предложен программный подход к расчету труб с внешним ограничением, учитывающий трехмерность конструкции, динамику нагружения и возможные технологические отклонения в реальных изделиях.

Для программного решения задачи на потерю устойчивости трубы построили твердотельную модель и выполнили нелинейный конечно-элементный анализ объемного напряженно-деформированного состояния конструкции труба—среда в программном комплексе LS-DYNA в динамической постановке с учетом малых технологических отклонений и сравнили полученные результаты с известными приближенными решениям [14, 15].

При прокладке подземных трубопроводов используют трубы разных диаметров, в частности трубы из стали 17Г1С диаметром $D = 508$ мм и толщиной стенки $h = 9,5$ мм (ГОСТ 10706–76).

Техническая характеристика стали 17Г1С

Плотность ρ , кг/м ³	7830
Модуль упругости E , ГПа	200
Предел пропорциональности $\sigma_{пц}$, МПа	290
Предел текучести σ_T , МПа	343
Предел прочности σ_B , МПа	490
Удлинение при разрыве δ , %	20

По приведенным выше физико-механическим показателям материала трубы построили диаграмму деформирования стали 17Г1С — зависимость возникающих напряжений σ от относительной деформации ε (рис. 1).

Внешней средой в данном случае является толстостенный цилиндр (рис. 2) (толщина стенки $h_c = 100$ мм) из линейно-упругого материала со следующими показателями: модуль упругости $E' = 40$ ГПа, коэффициент Пуассона $\nu = 0,2$, коэффициент линейного расширения $\alpha' = 3 \cdot 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$.

Рассматриваемая система труба—среда представляет собой трубу с податливой внешней границей, так как $E' < E$. По показателю $D/h = 53$ данная конструкция является более жесткой, чем конструкция, исследованная в работе [7], в которой, к тому же, расчет трубопровода сведен к плоской двумерной задаче, что не позволяет учитывать протяженность трубопровода, а следовательно, и наличие возможных локальных технологических отклонений, таких, например, как местное изменение в

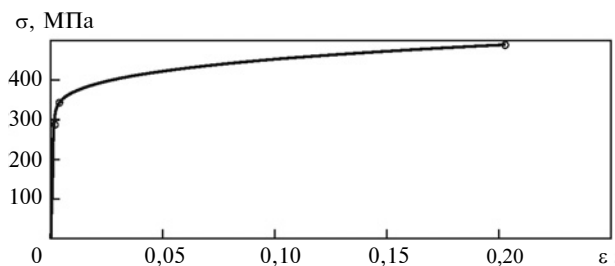


Рис. 1. Диаграмма деформирования материала трубы

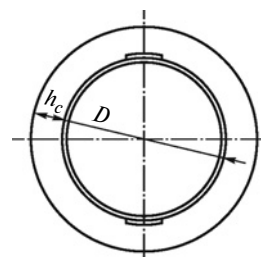


Рис. 2. Схема конструкции труба—среда

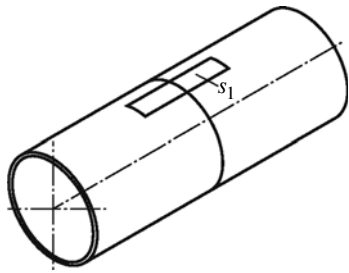


Рис. 3. Участок трубы с зоной технологического отклонения

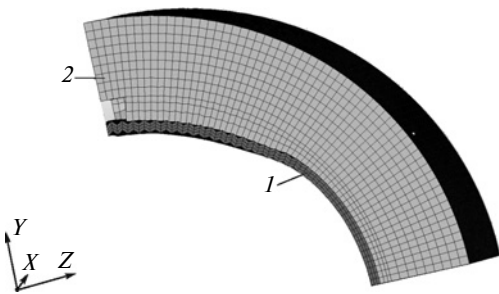


Рис. 4. Конечно-элементная модель конструкции труба—среда:
1 — труба; 2 — грунт

пределах заданных допусков толщины или модуля упругости материалов трубы и среды.

Кроме того, будем рассматривать не только гидростатическое нагружение трубы [7], при котором ко всей наружной поверхности приложена равномерная распределенная нагрузка p , но и обжатие трубы средой в результате гравитационных, пресовых и ударных нагрузок.

Распределенные нагрузки условно зададим нагреванием трубы или охлаждением среды, а локальные ударные воздействия — нормальной нагрузкой p_1 на наружную поверхность трубы на участке площадью s_1 (рис. 3).

Принимая во внимание особенности конструкции труба—среда, представим ее модель в виде составного цилиндра (см. рис. 2) в податливой среде ($E' < E$) с односторонней связью по нормали на цилиндрической поверхности контакта диаметром D без учета касательных воздействий. Труба деформируется упругопластически, среда — линейно-упруго. Технологическое отклонение зададим вырезом в среде с размерами: глубина $h_B = 10$ мм, ширина (по дуге) 100 мм и длина $l = 250$ мм. Нагружение конструкции задаем охлаждением среды и приложением локальной нагрузки p_1 в зоне выреза. Длина всей конструкции (см. рис. 3) $L = 1500$ мм, вырезы расположены в центре и симметрично относительно центральной горизонтальной плоскости. Модель имеет три центральные плоскости симметрии: продольную горизонтальную, продольную вертикальную, поперечную вертикальную, поэтому можно рассматривать только 1/8 часть конструкции (рис. 4), что существенно сокращает время расчетов.

Конечно-элементную модель рассматриваемой конструкции формируем из оболочечных элементов *ELEMENT_TSHHELL: три слоя конечных элементов

(КЭ) по толщине трубы, десять слоев КЭ по толщине среды. Во внутреннем слое среды размещаем вырезы. Упругопластический материал трубы моделируем командой *MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY, линейно-упругий материал среды — командой *MAT_ELASTIC. Одностороннюю связь в зоне контакта выполняем командой *CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE.

Граничные условия задаем обнулением перемещений по осям на трех плоскостях симметрии. Нагружение конструкции охлаждением среды создает обжатие трубы. Время ударного воздействия локального нагружения (p_1) составляет $\tau = 0,08$ с. Расчеты выполняли в программном комплексе LS-DYNA в динамической постановке.

Проанализируем результаты расчетов для двух схем нагружения: обжатия и ударного воздействия.

Обжатие трубы. Зададим охлаждение среды, создающее воздействие на поверхность трубы, средней распределенной нагрузкой $p = 9$ МПа, что соответствует, например, сейсмическому воздействию на трубу и на порядок превышает внешние воздействия при обычных условиях эксплуатации подземного трубопровода. Поэтому полученные высокие напряжения не следует сопоставлять с предельными значениями, однако выбранное давление обеспечивает наглядность процесса деформирования трубы с податливой внешней границей.

На наружной деформированной поверхности трубы выделим две зоны: вблизи горизонтальной (рис. 5, а) и вертикальной (рис. 5, б) плоскостей симметрии. На рис. 5 внешняя среда не показана, вырезы в среде расположены со стороны КЭ А6990 и А1932. Горизонтальные элементы А, В, С, расположенные вдали от технологических отклонений среды, показывают напряженно-деформированное состояние трубы в зоне минимальных смещений (рис. 6), где полные перемещения составляют 4 мм, относи-

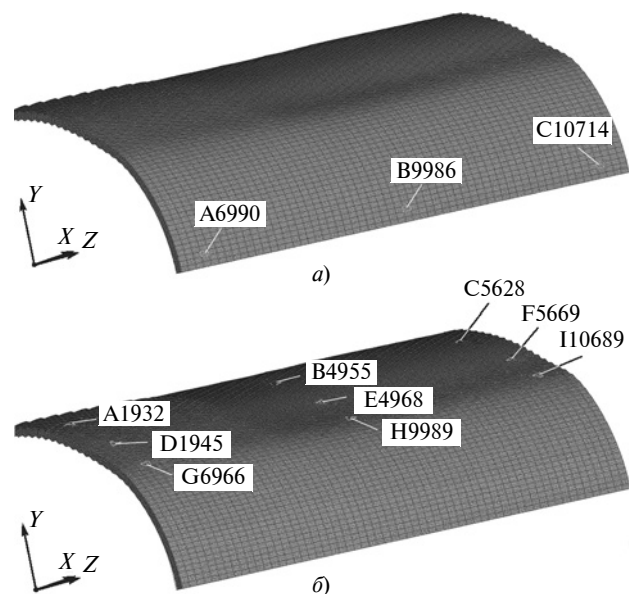


Рис. 5. Расположение КЭ на наружной поверхности трубы вблизи горизонтальной (а) и вертикальной (б) плоскостей симметрии

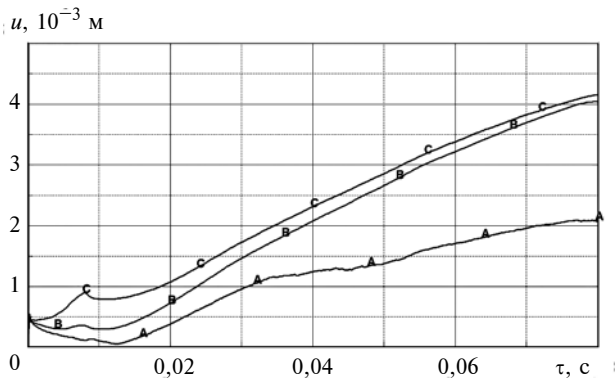


Рис. 6. Изменение полных перемещений u для КЭ А6990 (-А-), В9976 (-В-) и С10714 (-С-) в функции времени τ при $p_1 = 0$

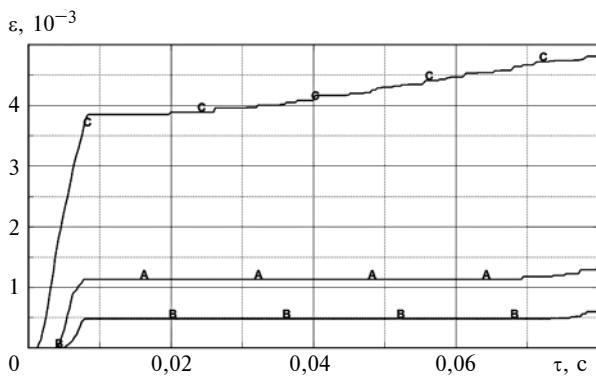


Рис. 7. Зависимости относительных пластических деформаций ϵ для КЭ А6990 (-А-), В9976 (-В-) и С10714 (-С-) в функции времени τ при $p_1 = 0$

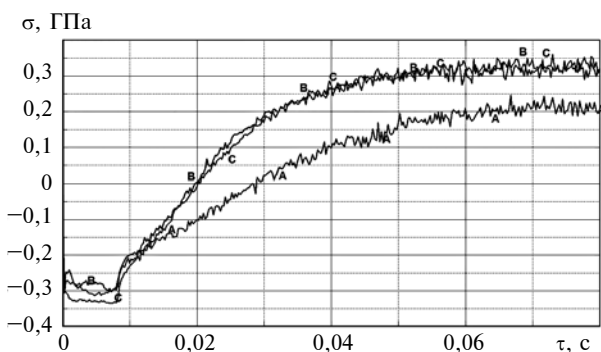


Рис. 8. Зависимости напряжений σ для КЭ А6990 (-А-), В9976 (-В-) и С10714 (-С-) в функции времени τ при $p_1 = 0$

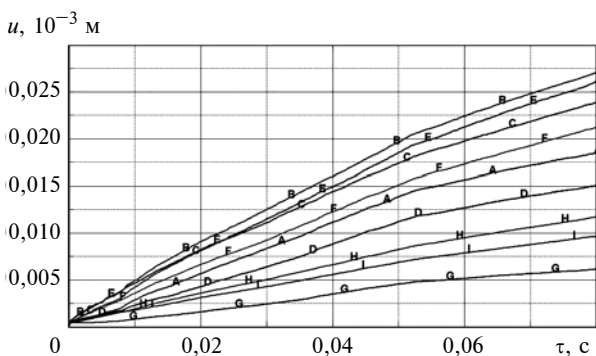


Рис. 9. Зависимости полных перемещений u для девяти КЭ в функции времени τ при $p_1 = 0$

тельные остаточные пластические деформации $\epsilon = 0,48 \%$ (рис. 7), напряжения $\sigma = 310$ МПа (рис. 8).

На рис. 9 представлены графики полных перемещений u для девяти КЭ при нагружении в текущем времени при $p_1 = 0$, по которым можно определить начало коробления стенки трубы (до $\tau = 0,01$ с), возникновение продольной изгибной складки, локальной потери устойчивости трубы и дальнейшее увеличение складки.

Наибольшие полные перемещения наблюдаются у элемента В ($u = 24$ мм). При этом складка увеличивается и по длине, и по ширине. Максимальные относительные пластические деформации (рис. 10) составляют 5,2 %. Полученные данные свидетельствуют о том, что продольные складки на трубе зарождаются в зоне технологических отклонений (вырезов) в среде и развиваются по мере удаления от них.

Обжатие трубы и ударное нагружение. Рассмотрим нагружение системы труба—среда при местном гидроударе одновременно с сейсмическим воздействием. Пусть осредненное по поверхности трубы давление обжатия, как и в предыдущей схеме, составит $p = 9$ МПа, ударное нагружение $p_1 = 1$ МПа. Расчеты показали, что в данном случае деформирование трубы аналогично деформированию при нагружении только обжатием. Нагрузка p_1 увеличивает полное перемещение горизонтальных КЭ А, В, С и вертикальных КЭ А—I. Максимальные перемещения по горизонтали составляют 4,4 мм, по вертикали — 29 мм. Окружные напряжения по го-

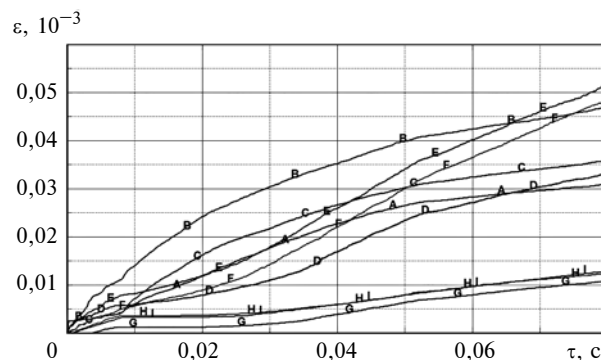


Рис. 10. Зависимости пластических деформаций ϵ для девяти КЭ в функции времени τ при $p_1 = 0$

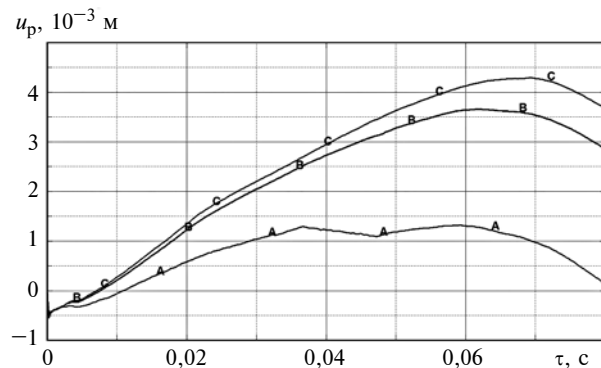


Рис. 11. Зависимости радиальных перемещений u_r для КЭ А6990 (-А-), В9976 (-В-) и С10714 (-С-) в функции времени τ

ризонти близки к окружным напряжениям первой схемы нагружения (при $\tau = 0,08$ с), но с меньшим начальным участком сжатия, что характеризует более быстрое начало коробления трубы.

На рис. 11 представлены графики радиальных перемещений КЭ, анализ которых показал, что перемещение участка трубы внутрь начинается до $\tau = 0,01$ с, а затем происходит перемещение наружу с максимальным значением $u_p = 4,3$ мм.

Таким образом, в рассмотренных двух схемах нагружения при $p = 9$ МПа происходит коробление стенки трубы, связанное с локальной потерей ее устойчивости.

Сопоставим полученные результаты с расчетами критических давлений по известным аналитическим и полуэмпирическим формулам.

Для свободной упругой трубы критическое давление [6] находим по формуле

$$p_{кр} = \frac{2E}{(1-\nu^2)} \left(\frac{h}{D}\right)^3 = 2,87 \text{ МПа};$$

для упругой трубы с жесткой внешней границей ($E \gg E'$) [14] справедливо выражение

$$p_{GI} = \frac{E}{1-\nu^2} \left(\frac{h}{D}\right)^{2,2} = 34,68 \text{ МПа}.$$

Для упругопластической трубы с жесткой внешней границей ($E' \gg E$) и с начальным отклонением формы δ_0 [15] имеем:

$$p_M = \frac{14,1\sigma_T}{1 + 1,2\frac{\delta_0}{h}} \left(\frac{h}{D}\right)^{1,5} = 11 \text{ МПа при } \delta_0 = 1 \text{ мм};$$

$$p_M = 7,58 \text{ МПа при } \delta_0 = 5 \text{ мм};$$

$$p_{M0} = 12,37 \text{ МПа при } \delta_0 = 0 \text{ мм}.$$

Давление перехода всего объема трубы в пластическое состояние [7] составит:

$$p_T = 2,26\sigma_T \left(\frac{h}{D}\right) = 14,5 \text{ МПа}.$$

По данным работы [7] для системы труба—среда получим:

$$p_{\max} = p_{M0} = 12,37 \text{ МПа при } \frac{E}{E'} = 5;$$

$$p_{\max} = 12,31 \text{ МПа при } \frac{E}{E'} = 20;$$

$$p_{\max} = 10 \text{ МПа при } \frac{E}{E'} = 200.$$

Отличие критического давления для системы труба—среда обусловлено разницей сделанных допущений, это указывает на необходимость в расчетах учитывать пластические деформации.

Таким образом, расчеты системы труба—среда показали совпадение форм локальной потери устойчивости трубы в виде продольной складки при обжатии трубы охлажденной средой и дополни-

тельном местном боковом воздействии, отличие заключается в размерах складок.

Сопоставление результатов численного расчета системы труба—среда с известными приближенными решениями подтвердило возникновение пластических деформаций.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **A Critical Review** on the vulnerability assessment of natural gas pipelines subjected to seismic wave propagation. Part 2: Pipe Analysis Aspects / G. Tsinidis, L. Di Sarno, A. Sextos, P. Furtner // Tunnelling and Underground Space Technology. 2019. July. DOI: 10.1016/j.tust.2019.103056.
2. **Chaloulos Y. K., Bouckovalas G. D., Karamitros D. K.** Trench effects on lateral p-y relations for pipelines embedded in stiff soils and rocks // Computers and Geotechnics. 2017. N. 83. P. 52–63.
3. **Jahangiri V., Shakib H.** Seismic risk assessment of buried steel gas pipelines under seismic wave propagation based on fragility analysis // Bulletin of Earthquake Engineering. 2018. Vol. 16 (3). P. 1571–1605.
4. **Seismic** fragility analysis of a buried gas pipeline based on nonlinear time-history analysis / D. H. Lee, B. H. Kim, S. H. Jeong and ot. // International Journal of Steel Structures. 2016. Vol. 16 (1). P. 231–242.
5. **Can** a buried gas pipeline experience local buckling during earthquake ground shaking? / N. Psyras, O. Kwon, S. Gerasimidis, A. Sextos // Soil Dynamics and Earthquake Engineering. 2019. Vol. 116. P. 511–529.
6. **Феодосьев В. И.** Сопротивление материалов. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2016. ISBN 978-5-7038-3874-7.
7. **Vasilikis D., Karamanos S. A.** Mechanics of Confined Thin-Walled Cylinders Subjected to External Pressure // Applied Mechanics Reviews, ASME. 2014. Vol. 66. Article Number 010801.
8. **Каледин В. О., Аникина Ю. В.** Численное моделирование статки и устойчивости подкрепленных оболочек с расслоениями // Вестник Томского ГУ. 2006. № 19. С. 225–232.
9. **Дубровин В. М., Бутина Т. А.** Моделирование деформирования упругого основания в составной цилиндрической оболочке // Инженерный журнал: наука и инновации. 2016. Вып. 11. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2016-11-1553>.
10. **Бутина Т. А., Дубровин В. М.** Моделирование ударно-волновых процессов в элементах многослойных конструкций с учетом начального внутреннего давления // Инженерный журнал: наука и инновации. 2016. Вып. 11. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2016-11-1549>.
11. **Стенд** для исследования контактного взаимодействия в системе "грунт — эластичная оболочка — генератор волны эластовинтового движителя" / К. Е. Бяков, Ф. Д. Сорокин, К. Ю. Машков, М. В. Попков // Известия вузов. Машиностроение. 2015. № 8 (665). С. 42–48.
12. **Егоров В. Н., Егоров А. В.** Обжатие тонкостенного цилиндра наружной упругой средой // Авиационная промышленность. 2019. № 3–4. С. 22–26.
13. **Егоров А. В.** Устойчивость цилиндрических оболочек в жесткой среде // Инженерный журнал: наука и инновации. 2017. Вып. 9. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2017-9-1670>.
14. **Glock D.** Überkritisches Verhalten eines Starr Umman-telten Kreisrohres bei Wasserdruck von Aussen und Temperaturerhöhung [Post-critical behavior of a rigidly encased circular pipe subject to external water pressure and thermal rise] // Der Stahlbau. 1977. Bd. 46. N. 7. S. 212–217.
15. **Montel R.** Formule Semi-Empirique pour la Determination de la Pression Exterieur Limite d'Instabilite des Conduits Metalliques Lisses Noyees dans du Beton // La Houille Blanche. 1960. 15 (5). P. 560–568.

Е. С. БЕЛЯЕВ, канд. тех. наук (Нижегородский ГТУ им. П. Е. Алексеева), А. В. ВАНЯГИН (Ин-т прикладной физики РАН), Б. А. ГОРДЕЕВ, д-р техн. наук, В. И. ЕРОФЕЕВ, д-р физ.-мат. наук, С. Н. ОХУЛКОВ, канд. физ.-мат. наук (Ин-т проблем машиностроения РАН, Нижегородский ГТУ им. П. Е. Алексеева), e-mail: gord349@mail.ru; oxulkovs@mail.ru

Метрологические характеристики частотного метода измерения вязкости магнитореологических жидкостей в ротационном вискозиметре¹

Изложен частотный метод измерения динамической вязкости реологических сред на примере магнитореологической жидкости. В основу метода положен принцип работы ротационного вискозиметра, в котором угол закрутки торсиона зависит от характеристики вязкоупругой среды.

Ключевые слова: частотный метод, динамическая вязкость, момент, сигнал биений, методическая ошибка, разрешающая способность, точность, угол закрутки, торсион.

A frequency method for measuring the dynamic viscosity of rheological media is described using the example of a magnetorheological fluid. The method is based on the principle of operation of a rotary viscometer, in which the torsion angle depends on the characteristics of the viscoelastic medium.

Keywords: frequency method, dynamic viscosity, torque, beat signal, methodical error, resolution, accuracy, twist angle, torsion.

Частотный метод измерения вязкости магнитореологической жидкости ротационным вискозиметром

Для измерения малых крутящих моментов валов машин различного назначения разработаны методы и средства измерения, которые предназначены для технических систем определенного класса [1–3] и, в частности, для ротационных вискозиметров [4–7], в которых при определении вязкости различных жидкостей измеряют крутящий момент по углу закручивания пружинного торсиона [6]. Определяют фазовый сдвиг между опорным торсионом и смещенным в результате закручивания торсионом по

частотам вращения вала вискозиметра, используя метод измерения временных интервалов [4, 5, 7].

Для измерения вязкости магнитореологических жидкостей (МРЖ), используемых в средствах виброзащиты с магнитореологическими трансформаторами (МРТ) [8–13], предлагается новый метод измерения крутящего момента торсионных валов, основанный на определении деформации кручения с помощью широкополосной частотной модуляции (ЧМ) [6, 8, 14–16].

В данном методе применяют два высокочастотных генератора качающейся частоты (ГКЧ): для опорного сигнала используют ГКЧ_о, для смещенного сигнала — ГКЧ_с (рис. 1).

Формы частот опорного (f_o) и смещенного (f_c) сигналов представлены на рис. 2 [8, 16].

При определении крутящих моментов вращающихся торсионных валов данным методом [6, 8, 14–16] их закручивание приводит к частотному сдвигу между опорным и смещенным сигналами ГКЧ (рис. 3, а).

В ротационном вискозиметре для измерения динамической вязкости МРЖ вместо торсионного вала следует использовать упругий торсион [6]. В результате вязкостного сопротивления исследуемой МРЖ на роторе вискозиметра создается крутящий момент, приводящий к скручиванию упругого торсиона [7]. В качестве упругого торсиона можно использовать пружину, жесткость которой при максимальном крутящем моменте обеспечивает смещение модуляционных дисков относительно друг друга на угол не более 3° [4–6].

Так как при определении крутящего момента на роторе вискозиметра создается противодействующий момент на упругом торсионе — чувствительном элементе, то для измерения этого момента можно применить частотный метод измерения крутящего момента вращающихся торсионных валов [6, 8, 14–16].

¹ Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ (проект № 18-48-520010)-р_а.

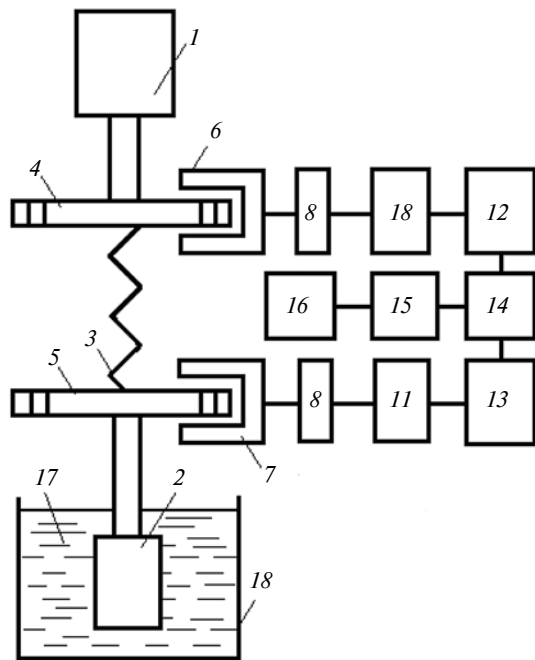


Рис. 1. Функциональная схема ротационного вискозиметра с частотным измерителем крутящего момента:

1 — электродвигатель; 2 — измерительный ротор; 3 — упругий торсион; 4, 5 — модуляционные диски; 6, 7 — оптопары; 8, 9 — преобразователи импульсов; 10, 11 — модуляторы ГКЧ; 12 и 13 — ГКЧ₀ и ГКЧ_с; 14 — смеситель; 15 — ФНЧ; 16 — счетчик частоты биений; 17 — испытуемая жидкость; 18 — измерительный стакан

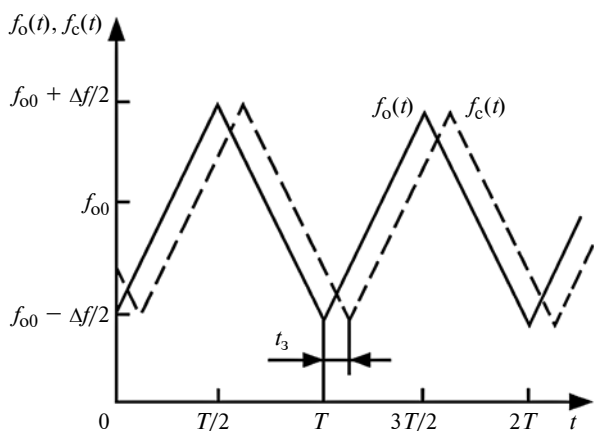


Рис. 2. Изменение частот опорного и смещенного сигналов генераторов ГКЧ в измерителе крутящего момента ротационного вискозиметра на нулевой промежуточной частоте

При этом генерируемый опорный частотно-модулированный сигнал ГКЧ₀ описывается выражениями [17, 18]:

$$\left. \begin{aligned} f_0(t) &= f_{00} - \Delta f_M/2 + 2\Delta f_M t/T_M \text{ при } 0 < t < T_M/2; \\ f_0(t) &= f_{00} + \Delta f_M/2 - 2(\Delta f_M/T_M)(t - T_M/2) \\ &\text{при } T_M/2 < t < T_M; \\ f_0(t) &= f_0(t + kT_M) \text{ при любом } t, \end{aligned} \right\} (1)$$

где f_{00} — центральная частота опорного частотно-модулированного сигнала ГКЧ₀; Δf_M — девиация частоты; T_M — период частотной модуляции.

При закручивании упругого торсиона вискозиметра смещенный на время t_3 закручивания сигнал ГКЧ_с можно описать выражениями [17, 18]:

$$\left. \begin{aligned} f_c(t) &= f_{c0} - \Delta f_M/2 + 2\Delta f_M(t - t_3)/T_M \\ &\text{при } 0 < t < T_M/2; \\ f_c(t) &= f_{c0} + \Delta f_M/2 - 2(\Delta f_M/T_M)[(t - t_3) - T_M/2] \\ &\text{при } T_M/2 < t < T_M; \\ f_c(t) &= f_c(t - t_3 + kT_M) \text{ при любом } t, \end{aligned} \right\} (2)$$

где f_{c0} — центральная частота смещенного частотно-модулированного сигнала ГКЧ_с.

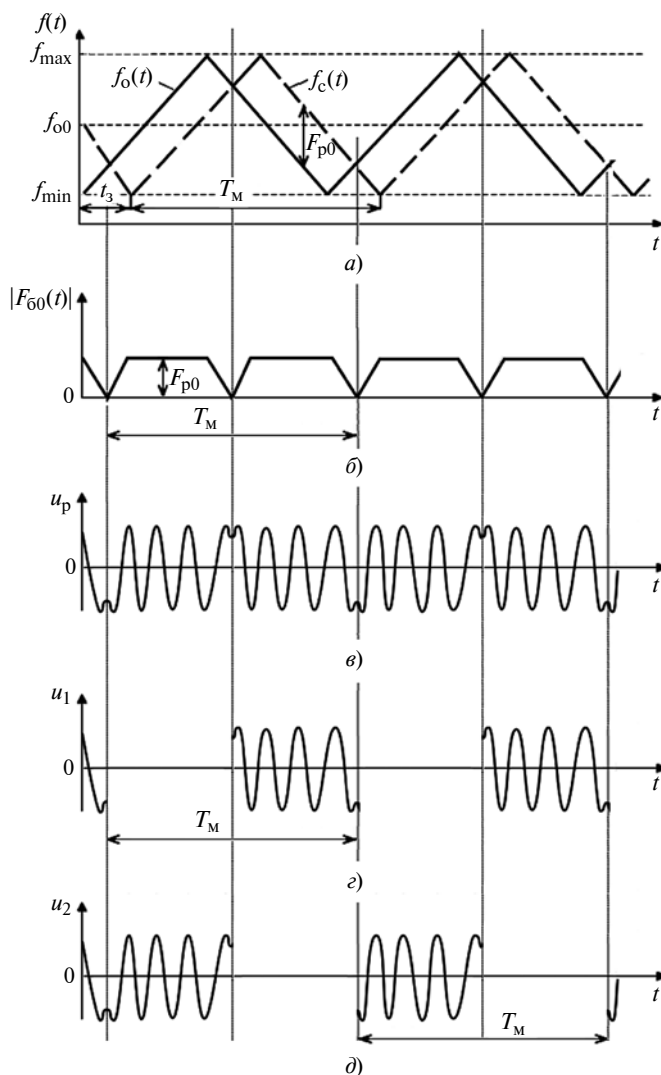


Рис. 3. Сигнал биений состоит из отдельных импульсов, следующих с периодом T_M

При этом частота ГЧЧ_с будет запаздывать относительно частоты опорного ГЧЧ_о на время закручивания упругого торсиона ротационного вискозиметра: $t_3 = \Delta\varphi/\Omega_{впр}$, т. е. $f_c(t) = f_o(t - t_3)$.

В измерителе крутящего момента на нулевых биениях смещенный сигнал суммируется с опорным сигналом на входе смесителя, на выходе которого с помощью фильтра низкой частоты (ФНЧ) выделяют сигнал биений между опорным и смещенным сигналами с частотой F_{60} , которая равна абсолютной величине разности частот этих сигналов $|F_{p0}(t)|$ (см. рис. 3, а, б) и с учетом выражений (1) и (2) на восходящих интервалах $T_M/2$ составит [17, 18]:

$$\begin{aligned} |\Delta f(t)| &= |f_o(t) - f_c(t)| = |(f_{o0} - \Delta f_M/2 + 2\Delta f_M t/T_M) - \\ &\quad - (f_{c0} - \Delta f_M/2 + 2\Delta f_M(t - t_3)/T_M)| = \\ &= |f_{o0} - \Delta f_M/2 + 2\Delta f_M t/T_M - f_{c0} + \Delta f_M/2 - \\ &\quad - 2\Delta f_M t/T_M + 2\Delta f_M t_3/T_M| = |2\Delta f_M F_M t_3| = |F_{60}(t)|. \end{aligned}$$

Из выражения (1) получим максимальную разность частот [17–19]:

$$F_{60max} = 2\Delta f_M t_3/T_M = 2\Delta f_M F_M t_3. \quad (3)$$

Таким образом, выделяя основную частоту биений, возникающую на выходе смесителя при взаимодействии опорного и смещенного частотно-модулированных сигналов, измеритель крутящего момента ротационного вискозиметра измеряет искомый крутящий момент.

Разрешающая способность и точность частотного метода измерения крутящего момента при измерении вязкости МРЖ

Частотно-модулированные колебания ГЧЧ 12, 13 (см. рис. 1) суммируются в смесителе 14. Спектр преобразованного сигнала биений (рис. 3, в) на выходе смесителя для многих углов $\Delta\varphi$ закручивания упругого торсиона вискозиметра можно рассматривать как суперпозицию спектров нескольких одиночных сигналов (рис. 3, г, д) [19].

Рассмотрим структуру преобразованного сигнала биений (см. рис. 3). Принимаем, что время T_M

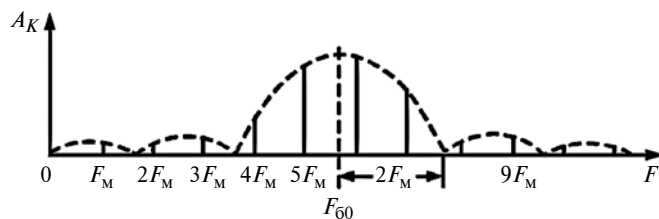


Рис. 4. Теоретический спектр преобразованного сигнала состоит из дискретных линий, концентрирующихся вокруг частоты F_{60}

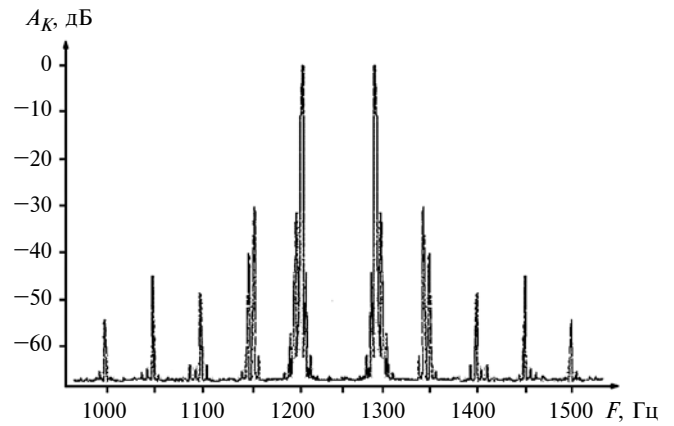


Рис. 5. Спектр реального преобразованного сигнала биений при симметричном пилообразном законе частотной модуляции; в центре частота составляет $F_{60} = 1250$ Гц

измерения намного больше периода T_M частотной модуляции: $T_M \gg T_M$, при этом сигнал биений состоит из отдельных импульсов с периодом T_M .

Спектр данных импульсов является дискретным [19], интервал между отдельными спектральными линиями равен частоте повторения $F_M = 1/T_M$. Амплитуды A_K спектральных составляющих сигнала биений вписываются в огибающую сплошного спектра одиночного импульса, т. е. в функцию $\sin x/x$ (рис. 4).

Спектр одиночного импульса концентрируется вблизи частоты F_{60} , а наличие в сигнале биений зон обращения — скачков фазы (см. рис. 3, а) — приводит к расширению огибающей спектра. В середине интервала T_M имеется скачок фазы (зона обращения) [19], что позволяет рассматривать импульс в пределах интервала, состоящего из двух импульсов длительностью $T_M/2$. Огибающая спектра каждого такого импульса расширяется в 2 раза, так что главный лепесток будет занимать полосу частот от $F_{60} - 2F_M$ до $F_{60} + 2F_M$. При этом наряду с основной спектральной линией F_{60} появляется ряд боковых. Таким образом, теоретический спектр преобразованного сигнала состоит из дискретных линий, концентрирующихся вокруг частоты F_{60} (см. рис. 4) [19]. Уменьшение частоты F_M модуляции увеличивает концентрацию линий спектра преобразованного сигнала вблизи частоты F_{60} .

Спектр реального преобразованного сигнала биений при симметричном пилообразном законе ЧМ показан на рис. 5. Центральная частота данного спектра составляет $F_{60} = 1250$ Гц. Измерение частоты F_{60} биений, определяющее угол $\Delta\varphi$ закручивания упругого вала, осуществляется по положению спектральной линии, имеющей максимальную амплитуду, которая в общем случае может не совпадать с частотой F_{60} (см. рис. 4 и 5).

Однако любое изменение $\Delta\varphi$ можно зафиксировать лишь по изменению амплитуды спектральной линии, отстоящей от предыдущей величины [19], данное изменение равно ΔF_{60} . Следовательно, при дискретном спектре имеется методическая ошибка измерения угла $\Delta\varphi$ закручивания торсиона:

$$\delta\Delta\varphi_{\max} = \frac{\varphi F_{60}}{2\Delta f_M} = \frac{\varphi F_M}{2\Delta f_M} = \frac{\pi F_M}{\Delta f_M} \text{ (рад)}.$$

Например, при девиации частоты $\Delta f_M = 20$ МГц и частоте модуляции $F_M = 2,5$ Гц (частота вращения упругого торсиона) методическая ошибка при $\Delta\varphi_{\max}$ составит $4 \cdot 10^{-7}$ рад, т. е. $\approx 1''$. Такой ошибкой можно пренебречь.

Для уменьшения ошибки следует увеличить девиацию частоты, что, как правило, не вызывает затруднений [17, 19].

Девиация частоты при большом индексе модуляции $m = \Delta f_M / (2F_M)$ близка к ширине спектра частотно-модулированных колебаний, например, при синусоидальной модуляции она составляет 0,01. Таким образом, уменьшение методической ошибки требует расширения спектра частотно-модулированных колебаний. При этом потенциальная точность частотного измерителя крутящего момента определена шириной полосы частот ГКЧ₀ и ГКЧ_c [19].

Это относится и к минимальному времени смещения ($\delta t_{\text{см.мин}}$) модуляционных дисков ротационного вискозиметра, установленных на его упругом торсионе, которое определяет формула

$$\delta t_{\text{см.мин}} = \frac{\Delta F_{60}}{2\Delta f_M F_M} = \frac{F_M}{2\Delta f_M F_M} = \frac{1}{2\Delta f_M}. \quad (4)$$

Согласно выражению (4) при $\Delta f_M = 20$ МГц минимальное время смещения модуляционных дисков составляет $25 \cdot 10^{-9}$ с. При таком минимальном времени смещения частота биений ограничена частотой модуляции, например, при $F_M = 2,5$ Гц она составит $F_{60 \text{ min}} = 2,5$ Гц.

Девиацию частоты при требуемой методической ошибке находим из выражения (3) и равенств

$$\frac{1}{2\Delta f_M} = \frac{\delta\Delta\varphi_{\max} T_M}{\varphi} = \frac{\delta\Delta\varphi_{\max}}{\varphi F_M} = \delta t_{\text{см.мин}}; \quad (5)$$

$$\Delta f_M = \frac{\varphi_{\max} F_M}{2\delta\Delta\varphi_{\max}} = \frac{\pi F_M}{\delta\Delta\varphi_{\max}}. \quad (6)$$

Значения $\delta t_{\text{см.макс}}$ и $\Delta\varphi_{\max}$ зависят от показателей механических свойств упругого торсиона, т. е. от модуля сдвига G и плотности ρ материала, которые определяют его предел прочности [6, 8, 14–16].

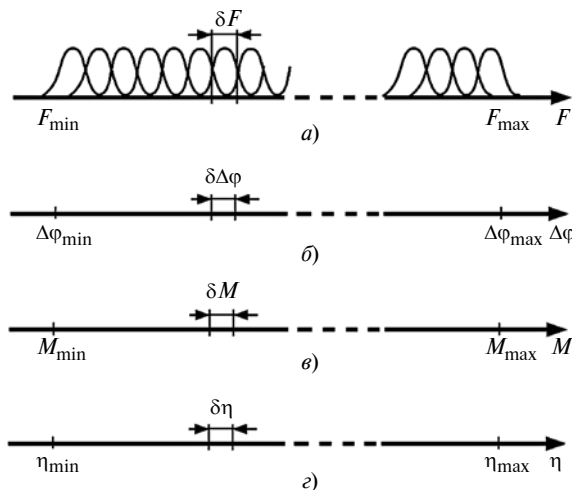


Рис. 6. Анализ деформации кручения (б) и крутящего момента (в) вращающегося торсионного вала вискозиметра и динамической вязкости МРЖ (г) по спектру сигнала биений (а) (параллельный анализ)

Для оценки разрешающей способности и точности частотного метода измерения вязкости МРЖ необходимо рассматривать спектр частоты биений для каждого момента времени, соответствующего определенному дискретному значению угла $\Delta\varphi$ закручивания торсиона. Для этого перейдем от последовательного спектрального анализа к параллельному спектральному анализу [19].

При параллельном спектральном анализе все последовательные значения $\Delta\varphi$ появляются на входе параллельного анализатора одновременно в определенный момент времени. При этом имеется набор дискретных фильтров, ограничивающих диапазоны анализируемых частот (от $F_{60 \text{ min}}$ до $F_{60 \text{ max}}$), углов закручивания (от $\Delta\varphi_{\text{min}}$ до $\Delta\varphi_{\text{max}}$), крутящих моментов (от $M_{\text{кр min}}$ до $M_{\\text{кр max}}$) и динамической вязкости исследуемой МРЖ (от η_{min} до η_{max}) (рис. 6) [19].

Если полоса каждого фильтра ΔF_{ϕ} , то их число $n_{\phi} = (F_{60 \text{ max}} - F_{60 \text{ min}}) / \Delta F_{\phi}$.

Оценка разрешающей способности и точности частотного метода измерения по углу закручивания упругого торсиона

Два угла закручивания упругого торсиона можно определить, если разность соответствующих им частот биений F_{601} и F_{602} больше полосы пропускания фильтра $F_{602} - F_{601} \geq \Delta F_{\phi}$:

$$F_{601} = 2\Delta f_M F_M \left(\frac{T_M \Delta\varphi_1}{\varphi} \right) = 2\Delta f_M \left(\frac{\Delta\varphi_1}{\varphi} \right);$$

$$F_{602} = 2\Delta f_M F_M \left(\frac{T_M \Delta\varphi_2}{\varphi} \right) = 2\Delta f_M \left(\frac{\Delta\varphi_2}{\varphi} \right).$$

Условия разрешающей способности:

$$\frac{2\pi\Delta F_{\Phi}}{2\Delta f_{\text{М}}} = \frac{\pi\Delta F_{\Phi}}{\Delta f_{\text{М}}};$$

$$\Delta\varphi_2 - \Delta\varphi_1 \geq \frac{2\pi\Delta F_{\Phi}}{2\Delta f_{\text{М}}} = \frac{\pi\Delta F_{\Phi}}{\Delta f_{\text{М}}}.$$

Тогда разрешающая способность [17, 19] составит:

$$\delta\Delta\varphi = \frac{2\pi\Delta F_{\Phi}}{2\Delta f_{\text{М}}} = \frac{\pi\Delta F_{\Phi}}{\Delta f_{\text{М}}}.$$

Полоса фильтра ΔF_{Φ} должна быть согласована с временем соответствующего преобразованного сигнала биений [19], который состоит из отдельных радиоимпульсов с несущей частотой F_{60} (см. рис. 3, б, в). Например, при симметричной пилообразной модуляции длительность импульсов можно принять равной $T_{\text{М}}/2$ [19]. Поэтому полоса пропускания согласованного фильтра $\Delta F_{\Phi, \text{сог}} \approx 2/T_{\text{М}}$, тогда потенциальная разрешающая способность для симметричной пилообразной модуляции ГКЧ_о и ГКЧ_с (см. рис. 2) составит [17, 19]:

$$\delta\Delta\varphi_{\text{пот}} = \frac{2\pi\Delta F_{\Phi}}{\Delta f_{\text{М}}} = \frac{2\pi F_{\text{М}}}{\Delta f_{\text{М}}}.$$

В этом случае разрешающая способность совпадает с дискретностью отсчета углов $\Delta\varphi$ закручивания торсиона и определяется шириной полосы частот прямого опорного (ГКЧ_о) и смещенного (ГКЧ_с) сигналов, т. е. $f_o(t)$ и $f_c(t)$. Это указывает на то, что разрешающая способность по углу $\Delta\varphi$ закручивания торсиона определяется в итоге шириной спектра преобразованного сигнала биений [19].

Если средняя частота F_{60} спектра основных частот биений при изменении углов закручивания упругого торсиона попадает в полосу частот фильтра ΔF_{Φ} , то частота F_{60} принимается равной резонансной частоте данного фильтра.

Допустим, что значение F_{60} может соответствовать с одинаковой вероятностью любому значению в пределах полосы ΔF_{Φ} . Известно, что при равномерной плотности распределения случайной величины внутри данного интервала ее среднее квадратичное отклонение составляет $1/(2\sqrt{3})$ от этого интервала [19]. Поэтому из выражения (5) следует, что

$$\delta\Delta\varphi_{\text{пот}} \approx \frac{1}{2\sqrt{3}} \frac{\pi\Delta F_{\Phi}}{\Delta f_{\text{М}}}.$$

Для упрощения спектрального анализа можно уменьшить число фильтров, но при этом увеличив их полосу ΔF_{Φ} пропускания, однако это снизит их разрешающую способность и точность [19].

Для обеспечения соответствия углов $\Delta\varphi$ закручивания торсиона и частоты F_{60} при реализации потенциальной разрешающей способности необходимо использовать высокую линейность закона модуляции. Требуемая линейность оценивается относительным отклонением скорости изменения частоты $\gamma = \Delta F_{60}/F_{60}$.

Если

$$\Delta F_{60} = (\Delta F_{60 \text{ max}} - F_{60 \text{ min}})/2n_{\Phi},$$

где n_{Φ} — число фильтров для соответствующих углов закручивания торсиона, то при $(F_{60 \text{ max}} - F_{60 \text{ min}})/F_{60} = 0,5$ для $n_{\Phi} = 100$ получим $\gamma = 0,25\%$, что при современной элементной базе электроники вполне выполнимо [19].

Определение динамической вязкости МРЖ в ротационном вискозиметре по углу закручивания упругого торсиона

При измерении вязкости МРЖ в ротационном вискозиметре крутящий момент, приложенный к внутреннему воспринимающему цилиндру, определяем по формуле

$$M_k = FR, \quad (6)$$

где M_k — крутящий момент на роторе; F — сила, приложенная к воспринимающему цилиндру; R — радиус внутреннего воспринимающего цилиндра [4—8, 20].

Силу, воздействующую на внутренний воспринимающий цилиндр, определяем по закону Ньютона [4, 5, 20]:

$$F = \eta \frac{(\Omega_{\text{вр}} S)}{l}, \quad (7)$$

где $\Omega_{\text{вр}} = 2\pi F_{\text{вр}}$ — угловая скорость цилиндра; S — рабочая площадь цилиндра; l — зазор между стаканом и внутренним цилиндром; η — вязкость МРЖ.

Подставив выражение (7) в формулу (6) [4, 5], получим:

$$M_k = \eta \frac{(\Omega_{\text{вр}} SR)}{l}. \quad (8)$$

Если угловая скорость воспринимающего цилиндра составляет $\Omega_{\text{вр}} = 2\pi F_{\text{вр}}$, а размеры его постоянны, то крутящий момент M_k равен тормозному

моменту M_T от вязкостного сопротивления МРЖ, который пропорционален вязкости η МРЖ [4, 5]:

$$M_T = k_p \Omega_{вр} \eta,$$

здесь $k_p = SR/l$ — коэффициент, зависящий от размеров стакана и ротора, где S и R — рабочая площадь и радиус воспринимающего цилиндра; l — зазор между стаканом и ротором.

Следовательно, зная крутящий момент на воспринимающем цилиндре, можно определить динамическую вязкость МРЖ [4—8, 20].

При частотном методе определения вязкости крутящий момент на вращающемся торсионном валу вискозиметра определяем по формуле [6, 8, 14—16]

$$M_{кр} = \frac{\Delta\varphi}{H} GJ_p = \frac{2\pi F_{60}}{2\Delta f_m} \frac{GJ_p}{H} = \frac{F_{60}}{2\Delta f_m} 2\pi \frac{GJ_p}{H}, \quad (9)$$

где $\frac{F_{60}}{2\Delta f_m} 2\pi = \Delta\varphi$ и есть угол закручивания торсионного вала ротационного вискозиметра в радианах [6, 8, 14—16].

Приравняв выражение (9) и (8), получим:

$$M_{кр} = \eta \frac{(\Omega_{вр} Sr)}{l} = \frac{F_{60}}{2\Delta f_m} 2\pi \frac{GJ_p}{H}. \quad (10)$$

Из равенства (10) можно определить динамическую вязкость η МРЖ в ротационном вискозиметре [6, 8]:

$$\eta = \left(\frac{F_{60}}{2\Delta f_m} 2\pi \frac{GJ_p}{H} \right) \left(\frac{l}{2\pi F_{вр} SR} \right) = \frac{F_{60}}{2\Delta f_m} \frac{GJ_p}{H} \frac{l}{F_{вр} SR}.$$

Таким образом, частотным методом измерения крутящего момента торсионного вала можно оценить изменение динамической вязкости МРЖ при воздействии внешних факторов для предварительной регулировки рабочей среды магнитоуправляемого демпфера с учетом магнитного поля.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Датчики крутящего момента в системах электроприводов / Г. М. Иванов, В. И. Новиков, В. В. Хмелев, В. Н. Ермак // Электротехническая промышленность. Сер. Комплектные устройства управления электроприводами. Электропривод. Обзорн. информ. М.: Информэлектро, 1987. Вып. 3 (19). 48 с.
2. Датчики обратных связей для электропривода / А. С. Костомаров, М. В. Могучев, А. Я. Микитченко // Вестник ОГУ. 2001. № 3. С. 117—121.
3. Экспериментальные методы исследования деформаций и напряжений: Справочное пособие / Б. С. Ка-

саткин, А. Б. Кудрин, Л. М. Лобанов и др. // Киев: Наукова думка, 1981. 584 с.

4. Корганова О. Г., Кузнецов В. А. Автоматическое определение вязкости ротационным вискозиметром типа ВЦР // Вестник Самарского ГТУ. Сер. Технические науки. Приборостроение, метрология и информационно-измерительные приборы и системы. 2019. № 2 (33). С. 88—97.

5. Корганова О. Г., Кузнецов В. А. Ротационный вискозиметр // Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. Технические науки. Информационные технологии. 2012. № 1 (33). С. 55—60.

6. Измерение динамической вязкости магнито-реологических жидкостей в ротационном вискозиметре частотным методом / Б. А. Гордеев, С. Н. Охулков, А. С. Плехов и др. // Сб. Актуальные проблемы электроэнергетики. 2017. С. 77—87.

7. Пирогов А. Н., Доя Д. В. Инженерная реология. Кемерово: КемТИПП, 2004. 110 с.

8. Измерение частотным методом торсионного момента на ведомом валу, соединенном магнито-реологической муфтой с ведущим валом / Б. А. Гордеев, С. Н. Охулков, А. С. Плехов, А. Е. Шохин // Вестник машиностроения № 9. 2018. С. 8—13.

8. Гордеев Б. А., Охулков С. Н., Синев А. В. Вращающееся магнитное поле в управлении магнито-реологическим трансформатором // Вестник машиностроения. 2018. С. 33—35.

10. Магнито-реологический трансформатор, управляемый вращающимся магнитным полем / Б. А. Гордеев, С. Н. Охулков, А. В. Синев и др. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2018. № 4. С. 28—35.

11. Течение и релаксация магнито-реологической жидкости в дроссельных каналах гидроопор / Б. А. Гордеев, С. Н. Охулков, А. С. Плехов и др. // Вестник машиностроения. 2015. № 7. С. 32—38.

12. К вопросу создания цилиндрического магнито-реологического трансформатора в ортогональных магнитных полях / Б. А. Гордеев, С. Н. Охулков, В. Г. Маслов, А. Н. Осмехин // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2014. № 2. С. 15—21.

13. Системы виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред / Б. А. Гордеев, В. И. Ерофеев, А. В. Синев, О. О. Мугин. М.: Физматлит, 2004. 175 с.

14. Частотный метод измерения крутящего момента вращающихся валов / Б. А. Гордеев, С. Н. Охулков, А. С. Плехов и др. // Вестник машиностроения. 2015. № 2. С. 3—7.

15. Частотный метод измерения деформации кручения на вращающихся валах машин и механизмов / Б. А. Гордеев, В. В. Бугайский, В. И. Ерофеев, С. Н. Охулков // Вестник ВГУВТ. Надежность и ресурс в машиностроении. Вып. 2006. № 16. С. 62—70.

16. Пат. 2196309 Рос. Федерации: МПК G 01 L 3/00, 3/04. Способ определения крутящего момента.

17. Викторов В. А., Лункин Б. В., Совлуков А. С. Радиоволновые измерения параметров технологических процессов. М.: Энергоиздат, 1989. 208 с.

18. Лезин Ю. С. Введение в теорию и технику радиотехнических систем. М.: Радио и связь, 1986. 280 с.

19. Финкельштейн М. И. Основы радиолокации. М.: Радио и связь, 1983. 113 с.

20. Лозовский В. Н. Курс физики / Под ред. В. Н. Лозовского. М., СПб., Краснодар: Лань, 2009. 572 с.

М. М. МАТЛИН, д-р техн. наук, В. А. КАЗАНКИН, Е. Н. КАЗАНКИНА, А. И. МОЗГУНОВА, кандидаты техн. наук, А. И. СОТНИКОВА (Волгоградский ГТУ), e-mail: matlin@vstu.ru

Использование дефекта модуля упругости для диагностики пластической деформации металла¹

Предложен неразрушающий способ оценки пластической деформации металла после обработки изделия, основанный на изменении показателей упругих свойств материала.

Ключевые слова: металл, упругие свойства, модуль упругости, коэффициент Пуассона, пластическая деформация, неразрушающий способ, растяжение.

A non-destructive method for assessing the plastic deformation of a metal after processing a product is proposed, based on a change in the elastic properties of the material.

Keywords: metal, elastic properties, modulus of elasticity, Poisson's ratio, plastic deformation, non-destructive method, tension.

Показатели упругих свойств материала и, в частности, модуль E нормальной упругости — основной показатель упругих свойств принято считать стабильными, их даже называют упругими константами материала. В инженерных расчетах модуль нормальной упругости используют при выборе материала изделия, определении объемной и контактной жесткостей, деформаций элементов соединений, характеристик пружин, оценке процессов трения и изнашивания сопряженных деталей. Модуль нормальной упругости определяет напряжение, необходимое для увеличения длины образца в 2 раза, однако данное определение весьма условное, поскольку у большинства твердых тел упругое удлинение не превышает 1 %.

Стабильность модуля нормальной упругости также относительная. В одних исследованиях показано, что модуль E снижается с увеличением остаточной деформации, а в других установлено, что с увеличением пластической деформации, вызванной поверхностным наклепом или растяжением, модуль E сначала уменьшается, а затем возрастает. В работе [1] отмечено, что перед разрушением образца (образование трещин) модуль E уменьшается на 30 %. В работе [2] отмечено, что при накоплении повреждений вследствие воздействия различных факторов при эксплуатации изделия модуль нормальной упругости материала снижается. Дан-

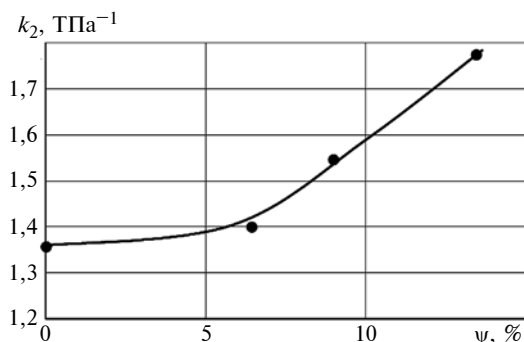
ный фактор называют дефектом модуля упругости, его можно использовать при оценке остаточного ресурса и состояния материала деталей в качестве диагностического критерия.

Так как скорость деформации не влияет на упругие свойства металла, то для определения модуля E , как правило, применяют и статические (растяжение, сжатие, изгиб), и динамические (маятниковый, резонансный, импульсный) методы. В 1982—1990 гг. в СССР действовал ГОСТ 25156—82 "Металлы. Динамический метод определения характеристик упругости", регламентирующий резонансный метод определения модуля E . Традиционные методы определения модуля E предусматривают вырезку из готового изделия образцов для испытания, т. е. частичное или полное разрушение изделия. Неразрушающий контроль детали обеспечивают методы индентирования. Ряд подобных методов базируются на решении задачи Г. Герца — упругое вдавливание сферического индентора в плоскую поверхность полупространства. При этом на испытываемую поверхность наносят тонкий слой покрытия (растворенный в бензоле пластилин или парафин) для фиксации диаметра отпечатка. Точность данных методов существенно зависит от равномерности слоя покрытия. Этот недостаток отсутствует при оптическом измерении диаметра контакта при использовании прозрачной сферической линзы [3]. Данный метод применим только для мягких металлов и сплавов и требует использование инденторов большого радиуса (до 200 мм).

Данные способы упругого вдавливания индентора при возникновении в контакте пластической деформации занижают значение модуля упругости. Способы определения модуля E , основанные на упругопластической деформации, описаны в работах [2, 3] и предполагают построение диаграммы вдавливания индентора. Для записи диаграммы внедрения индентора и последующей разгрузки необходимы специальные устройства.

В настоящей работе для определения упругих свойств материала использовали способ, предложенный в работе [5] и учитывающий закономерности процесса упругопластического внедрения сферического индентора в испытываемую поверхность детали [6]. При наличии остаточного отпечатка на поверхности испытываемого материала упругую обратимую часть полного сближения в упругопластическом контакте сферического индентора

¹ Работа выполнена при поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 19-08-00049 и при поддержке РФФИ и Волгоградской области в рамках научного проекта № 19-48-340002, а также в рамках конкурса СП-2018 (СП-253.2018.1).



Зависимость изменения коэффициента k_2 от относительного сужения ψ при растяжении образца из стали 20 (точки — экспериментальные данные)

с плоской поверхностью вычисляют в соответствии с известной теорией об упругой разгрузке.

Так как при пластической деформации испытуемого металла могут возникать изменения и модуля нормальной упругости E_2 , и коэффициента Пуассона μ_2 , который в процессе пластического деформирования несколько увеличивается, то при экспериментальном исследовании изменения упругих свойств в зависимости от степени пластической деформации определяли коэффициент $k_2 = (1 - \mu_2^2)/(\pi E_2)$, который одновременно зависит и от E_2 , и от μ_2 .

В работе [5] получено выражение

$$k_2 = \frac{0,425}{F} (\alpha - h) \sqrt{R(\alpha + h)} - \frac{1 - \mu_1^2}{\pi E_1}, \quad (1)$$

где F — контактная нагрузка; R — радиус сферического индентора; α — полное сближение в контакте сферического индентора и поверхности детали; h — глубина остаточного отпечатка на поверхности детали; E_1 и μ_1 — соответственно модуль нормальной упругости и коэффициент Пуассона материала индентора.

В экспериментальных исследованиях изменения коэффициента k_2 в зависимости от степени пластической деформации при растяжении использовали плоские образцы из стали 20, изготовленные согласно рекомендациям ГОСТ 1497—84 (ИСО 6892—84). Растяжение образцов осуществляли

с помощью испытательного комплекса ИР 5143-200. Полное сближение α и глубину h остаточного отпечатка на поверхности образцов измеряли после растяжения образца с помощью установленного на предметный столик пресса Бринелля приспособления для измерения контактных деформаций, конструкция которого аналогична конструкции, приведенной в работе [7]. Индентор — шарик из стали ШХ15 диаметром 5 мм. Нагрузка на индентор составляла $F = 4905$ Н.

На рисунке показана зависимость коэффициента k_2 от относительного сужения ψ при растяжении образца. Установлено, что с увеличением пластической деформации образца (т. е. с увеличением ψ) коэффициент k_2 существенно возрастает, следовательно, модуль упругости материала снижается. В испытанном диапазоне значений пластической деформации изменение коэффициента k_2 составило ≈ 30 %, что соответствует данным, приведенным в работе [1].

Таким образом, предложенный метод неразрушающего контроля упругих свойств металла после различных видов обработки можно использовать для оценки пластической деформации детали.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Проблемные** вопросы упрочнения поверхностных слоев металлов и сплавов при пластической деформации и представление о наклепе / В. Ф. Безязычный, Б. М. Драккин, М. В. Тимофеев, М. А. Прокофьев // Упрочняющие технологии и покрытия. 2005. № 1. С. 3—6.
2. **Матюнин В. М.** Индентирование в диагностике механических свойств материалов. М.: Издательский дом МЭИ, 2015. 288 с.
3. **А. с. 315099 СССР: МКИ⁴ G01N19/02.** Оптическое устройство для определения фактической площади контакта.
4. **Бульчев С. И., Алехин В. П.** Испытание материалов непрерывным вдавливанием индентора. М.: Машиностроение, 1990. 224 с.
5. **А. с. 1447951 СССР: МКИ G01 N 3/42.** Способ определения физико-механических свойств материала.
6. **Дрозд М. С., Матлин М. М., Сидякин Ю. И.** Инженерные расчеты упругопластической контактной деформации. М.: Машиностроение, 1986. 224 с.
7. **Демкин Н. Б., Рыжов Э. В.** Качество поверхности и контакт деталей машин. М.: Машиностроение. 1981. 244 с.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогу:

"Пресса России" — индекс **27841**



А. П. ЕВДОКИМОВ, д-р техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), e-mail: a_evdo@mail.ru

Демпфирующая способность резинокордных оболочек вращения с учетом коэффициентов нелинейности

Представлены результаты исследования нелинейных упругих свойств резинокордных оболочек при статическом нагружении. Предложен метод определения показателей нелинейных свойств. Полученные аппроксимации удовлетворительно описывают результаты экспериментов.

Ключевые слова: упругая оболочка, нелинейность, вязкоупругость, деформирование, скорость нагружения, упругость, гистерезис.

The results of a study of the nonlinear elastic properties of rubber-cord shells under static loading are presented. A method for determining indicators of nonlinear properties is proposed. The obtained approximations describe satisfactorily the experimental results.

Keywords: elastic shell, nonlinearity, viscoelasticity, deformation, loading rate, elasticity, hysteresis.

Физико-механические показатели резинокордных оболочек (РКО) определяют их демпфирующую способность, которая оценивается коэффициентом диссипации энергии колебаний [1–3]. Результаты экспериментальных исследований демпфирующей способности РКО представляют в графическом виде, т. е. петлей гистерезиса, площадь которой показывает количество поглощаемой упругим элементом энергии колебаний и количество выделяемой при этом теплоты. Таким образом, кривые деформирования РКО имеют нелинейный характер.

Результаты теоретических исследований РКО без учета нелинейности их экспериментальных показателей существенно отличаются от экспериментальных данных, что создает определенные трудности при проектировании данных изделий, особенно при вибрации и реверсивных нагрузках РКО при эксплуатации.

При исследовании цикла нагрузка—разгрузка этап разгрузки следует рассматривать с учетом этапа нагрузки при неизменном температурно-скоростном режиме. Если эти показатели неодинаковые, то их отличие необходимо учитывать при анализе результатов испытаний. Кроме того, при низкой скорости разгрузки упругий эффект существенно снижается.

В основе уточненных расчетов лежит гипотеза о наличии гистерезиса, появившаяся в результате экспериментов при статическом нагружении РКО, что явилось предпосылкой для введения в расчетные зависимости коэффициентов нелинейности,

которые были получены с помощью полинома пятой степени с нечетными показателями. Результаты интегральных показателей многослойных упругих РКО при воздействии статического крутящего момента, осевой и сдвигающей сил показали хорошую сходимость с теоретическими зависимостями.

Коэффициенты нелинейности

Динамическое уравнение для вязкоупругих тел можно представить в дифференциально-операторной форме [4]:

$$P_0\sigma_{ij}(t) + P_1d\sigma_{ij}(t) + P_2d^2\sigma_{ij}(t) + \dots = \\ = q_0\varepsilon_{ij}(t) + q_1d\varepsilon_{ij}(t) + q_2d^2\varepsilon_{ij}(t) + \dots,$$

где P_l , q_l — инвариантные (для изотропных тел) функции компонент напряжений $\sigma_{ij}(t)$ и деформаций $\varepsilon_{ij}(t)$; $l = 0; 1; 2; \dots$; t — время; $d\sigma_{ij}$ и $d\varepsilon_{ij}$ — скорости соответственно нагружения и деформирования.

При статическом нагружении все производные крайне малы, и статическое напряженно-деформированное состояние (НДС) определяет выражение $P_0\sigma_{ij}(t) = q_0\varepsilon_{ij}(t)$, где $i, j = 1, 2, 3$.

Известно, что при низких скоростях разгрузки петли гистерезиса с достаточной точностью можно вписать в трапецию или параллелограмм. Это стало предпосылкой гипотезы о гистерезисе в параллелограмме, разгрузочный этап которого конгруэнтен нагрузочному этапу.

Проверка данной гипотезы при исследовании нелинейности характеристик РКО и сравнение полученных теоретических и экспериментальных результатов исследований имеют теоретическое приращение.

Объект исследований — торовая РКО ЭМ320×80. Эксперименты выполняли с нагружением РКО [5] статическим крутящим моментом со скоростью деформирования $3,5 \cdot 10^{-4}$ рад/с, а также поперечной и продольной сжимающими силами со скоростью $\approx 10^{-2}$ мм/с. Согласно техническим условиям РКО режимы нагружения при испытаниях должны превышать скорости протекания релаксационных процессов. По полученным результатам построены петли гистерезиса (рис. 1).

Примем гипотезу об аддитивности деформаций, т. е. $\varepsilon = \varepsilon^e + \varepsilon^v$, где ε , ε^e , ε^v — соответственно полная, мгновенная и вязкая (или нелинейная) деформации, при этом $\varepsilon^v = -\mu_0\varepsilon^3 - \nu_0\varepsilon^5$; μ_0 , ν_0 — коэффициенты нелинейности.

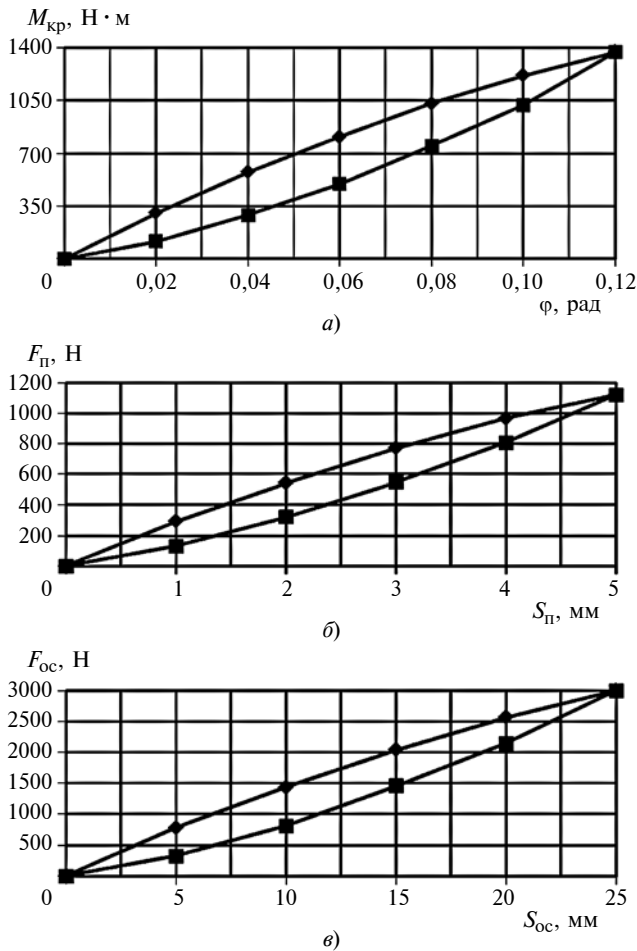


Рис. 1. Петли гистерезиса РКО при нагружении:

a — статическим крутящим моментом; *b* — поперечной сдвигающей силой; *в* — продольной сжимающей силой; $F_{\text{п}}$, $S_{\text{п}}$ — поперечное усилие и поперечное перемещение; $F_{\text{ос}}$, $S_{\text{ос}}$ — осевое усилие и осевое перемещение

Мгновенная деформация описывается выражением

$$\varepsilon^e = \varepsilon - \varepsilon^v = f_0(\varepsilon)/C_0 = \varepsilon + \mu_0\varepsilon^3 + \nu_0\varepsilon^5,$$

где C_0 — модуль мгновенной упругости; $f_0(\varepsilon)$ — возрастающая нагрузка.

Вязкая деформация зависит от скорости нагружения, при этом при медленном статическом деформировании зависимость исчезает, и нелинейная компонента оказывается связанной только с полными деформациями. При малых скоростях деформирования упругий эффект не проявляется.

Кривую нагружения при закручивании РКО описывает полином пятой степени с нечетными показателями:

$$f = f_0(\varepsilon) = C_0\varepsilon + m_0\varepsilon^3 + n_0\varepsilon^5 \text{ при } dt|f| > 0,$$

где ε — угол закручивания РКО; $dt|f|$ — скорость нагружения; $m_0 \equiv \mu_0 C_0$; $n_0 \equiv \nu_0 C_0$.

Три параметра кривой нагружения определяются из условий в начале и конце данного процесса,

т. е. при $\varepsilon = 0$ и $\varepsilon = \varepsilon_a$ (ε_a — угол закручивания оболочки при максимальном нагружении):

$$f_a = f(\varepsilon_a); \quad f'|_{\varepsilon=0} = C_0; \quad f'_a = C_0 + 3m_0\varepsilon_a^2 + 5n_0\varepsilon_a^4.$$

Эти условия позволяют составить два уравнения для коэффициентов m_0 и n_0 :

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_a^3; & \varepsilon_a^5 \\ 3\varepsilon_a^2; & 5\varepsilon_a^4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} m_0 \\ n_0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_a - C_0\varepsilon_a \\ f'_a - C_0 \end{Bmatrix}.$$

Отсюда получим:

$$\begin{cases} m_0 = (\varepsilon_a^{-3}/2)[5f_a - (f'_a + 4C_0)\varepsilon_a]; \\ n_0 = (\varepsilon_a^{-5}/2)[\varepsilon_a(2C_0 + f'_a) - 3f_a]. \end{cases} \quad (1)$$

Кривую разгрузки также описывает полином пятой степени:

$$f = f_p(\varepsilon) \equiv C_p\varepsilon + m_p\varepsilon^3 + n_p\varepsilon^5 \text{ при } dt|f| < 0.$$

Условие неразрывности процесса: $f_a = f_0(\varepsilon_a) = f_p(\varepsilon_a)$.

Используя гипотезу о петле гистерезиса в параллелограмме, принимаем:

$$C_p = f'_0(\varepsilon_a); \quad f'_p(\varepsilon_a) = C_0,$$

где

$$C_p = f'_0(\varepsilon_a) = C_0 + 3m_0\varepsilon_a^2 + 5n_0\varepsilon_a^4.$$

В этом случае кривая разгрузки полностью определяется кривой нагружения. При этом допущении коэффициенты нелинейности кривой разгрузки определяют из системы уравнений

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_a^3; & \varepsilon_a^5 \\ 3\varepsilon_a^2; & 5\varepsilon_a^4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} m_p \\ n_p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_0(\varepsilon_a) - C_p\varepsilon_a \\ C_0 - C_p \end{Bmatrix},$$

решением которой получим:

$$\begin{cases} m_p = (\varepsilon_a^{-3}/2)[5f_a - (C_0 + 4C_p)\varepsilon_a]; \\ n_p = (\varepsilon_a^{-5}/2)[(2C_p + C_0)\varepsilon_a - 3f_a]. \end{cases} \quad (2)$$

Уравнения (2) можно получить из уравнений (1) заменой f'_a на C_0 , а C_0 на C_p . С помощью формул (1) и (2) были аппроксимированы кривые нагружения и разгрузки РКО.

В табл. 1—6 приведены результаты испытаний на кручение, сдвиг и сжатие, а также параметры их аппроксимаций и средние значения угла γ сдвига и касательного напряжения $\tau_{\text{к}}$.

Таблица 1

Расчетные (знаменатель) и экспериментальные (числитель) результаты нагружения оболочки статическим крутящим моментом при разном угле φ сдвига

φ , рад	f , Н·м	γ , рад	τ_k , МПа
0,02	304/301	0,054	0,13
0,04	574/584	0,109	0,25
0,06	810/834	0,163	0,35
0,08	1032/1043	0,217	0,44
0,10	1216/1216	0,271	0,52
0,12	1370/1370	0,326	0,59

Примечания: 1. Расчет f по формуле (1). 2. Значения параметра τ_k экспериментальные.

Таблица 2

Результаты испытаний оболочки при разгрузке от действия статического крутящего момента

φ , рад	f , Н·м		
	Экспериментальные	Расчет по формуле (1)	Расчет по формуле (2)
0,02	115	157/+42	120/+5
0,04	290	332/+42	247/-43
0,06	496	538/+44	460/-36
0,08	750	784/+34	713/-37
0,10	1020	1067/+47	1024/+4
0,12	1370	1370/0	1370/0

Примечание. В знаменателях указаны отклонения расчетных значений от экспериментальных.

Таблица 3

Результаты испытаний оболочки при нагружении поперечной перерезывающей силой

S , мм	f , Н	γ , рад	τ_k , МПа
1	294/290	0,018	0,019
2	544/556	0,036	0,036
3	770/782	0,053	0,05
4	966/966	0,071	0,063
5	1122/1122	0,089	0,0735

Примечания: 1. Расчет f по формуле (1). 2. Значения параметра τ_k экспериментальные.

Таблица 4

Результаты испытаний оболочки при разгрузке от действия поперечной перерезывающей силой

S , мм	f , Н		
	Экспериментальные	Расчет по формуле (1)	Расчет по формуле (2)
1	130	161/+31	136/+6
2	322	344/+22	304/-18
3	550	566/+16	526/-24
4	808	831/+23	808/0
5	1122	1122/0	1122/0

Примечание. В знаменателях указаны отклонения расчетных значений от экспериментальных.

Меньшие отклонения расчетных значений от экспериментальных в табл. 2, 4 и 6 получали при использовании формул (2), основанных на гипотезе о гистерезисе в параллелограмме.

Повышение коэффициентов m_0 и n_0 нелинейности механических показателей повышает демпфирующие свойства РКО, так как кривизна функций нагружения и разгрузки зависит только от этих параметров нелинейности без учета упругости.

Важной характеристикой работоспособности РКО является среднее касательное напряжение в среднем сечении максимального кольца, передающего крутящий момент:

$$\tau_c = M_{\max}/(2\pi R_c^2 \delta),$$

где $R_c = 152$ мм — средний радиус муфты в среднем сечении [1]; $\delta = 16$ мм — толщина стенки муфты в среднем сечении [1]; $M_{\max} = 1370$ Н·м. Согласно табл. 1 $\tau_c \approx 0,59$ МПа.

Среднее срезающее напряжение при максимальном усилии $Q_{\max} = 1122$ Н при испытаниях составило $\tau_{ср} = Q_{\max}/(2\pi R_c \delta) = 0,0735$ МПа (см. табл. 3).

Среднее сжимающее напряжение при максимальном усилии сжатия $P_{\max} = 3000$ Н составило $\sigma_{сж} = P_{\max}/(2\pi R_c \delta) = 0,196$ МПа (см. табл. 5).

Режимы нагружения выбраны по техническим условиям РКО ЭМ320×80.

Таким образом, испытания на сжатие и срез выполняли при приблизительно одинаковых касательных напряжениях, а при кручении муфта испытывала большее напряжение, соответствующее максимальному касательному напряжению.

Расстояние между фланцами муфты $h = 56$ мм [1]. Максимальный сдвиг возникает при закручивании правого фланца относительно левого на угол $\varphi_M = 0,12$ рад (см. табл. 1), что соответствует углу сдвига $\gamma_{сд} \approx \varphi_M R_c/h$, где φ_M/h — угол закручивания элемента РКО.

При $\varphi_1 = 0,02$ рад угол сдвига составил $\gamma_{1к} = \varphi_1 R_c/h = 0,054$ рад, что соответствует моменту $M_1 = 304$ Н·м и напряжению $\tau_{1к} = 0,13$ МПа. Таким образом, приближенное значение модуля сдвига при кручении $G_k \approx \tau_{1к}/\gamma_{1к} = 2,407$ МПа.

При сдвиге на величину $S_1 = 1$ мм при воздействии силы, равной 294 Н, а также при испытании на срез (см. табл. 3) среднее напряжение и угол сдвига составили $\tau_{1с} = Q_1/(2\pi R_c \delta) = 0,019$ МПа; $\gamma_{1с} = S_1/h = 0,018$ рад. Этим значениям соответствует модуль на сдвиг $G_c = \tau_{1с}/\gamma_{1с} = 1,05$ МПа.

Модули сдвига для резин двух марок имеют значения 1,76 и 0,99 МПа [3], они близки к значениям для РКО при повышении их жесткости кордом.

На рис. 2 приведены зависимости средних касательных напряжений τ от угла γ сдвига при кручении и сдвиге.

Нелинейные приращения напряжений

При анализе НДС нелинейно-упругих тел используют нелинейную матрицу упругости. Основным свойством упругого тела является обратимость процессов [6]. Существует два способа определения данного свойства: первый обеспечивает полную восстанавливаемость формы тела; второй — возвращение без потерь энергии, сообщенной телу при деформировании. Для тел, склонных к гистерезису, второй способ не подходит. Первый способ заключается в определении связи между тензорами напряжений и деформаций.

Применение метода конечных элементов (МКЭ) для решения задач теории упругости в перемещениях предполагает использование обобщенного закона Гука в обратной форме:

$$\{\sigma\} = [D_e]\{\varepsilon\}. \quad (3)$$

Здесь $\{\sigma\} \equiv [\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}]^T$ — вектор напряжений; $\{\varepsilon\} \equiv [\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}]^T$ — вектор деформаций; $[D_e]$ — симметричная матрица линейной упругости, определяемая согласно обратному закону Гука, который в тензорной форме имеет вид [7]:

$$\sigma_{ij} = \lambda\theta\delta_{ij} + 2G_0\varepsilon_{ij},$$

Таблица 5

Результаты испытаний оболочки при нагружении осевой сжимающей силой

S, мм	f, Н	
	Экспериментальные	Расчет по формуле (1)
5	785	774/-11
10	1435	1483/+48
15	2040	2084/+44
20	2565	2572/+7
25	3000	3000/0

Примечание. В знаменателях указаны отклонения расчетных значений от экспериментальных.

Таблица 6

Результаты испытаний оболочки при разгрузке от действия осевой сжимающей силы

S, мм	f, Н		
	Экспериментальные	Расчет по формуле (1)	Расчет по формуле (2)
5	330	444/+114	346/+16
10	810	942/+132	785/-25
15	1455	1533/+78	1380/-75
20	2145	2229/+84	2143/-2
25	3000	3000/0	3000/0

Примечание. В знаменателях указаны отклонения расчетных значений от экспериментальных.

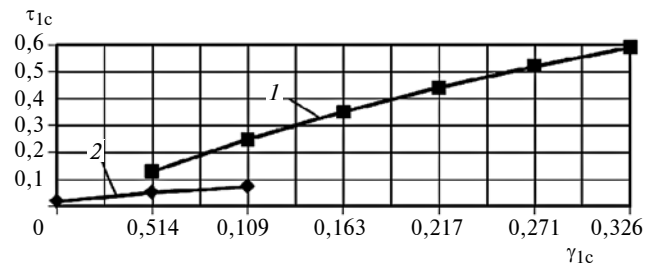


Рис. 2. Зависимости средних касательных напряжений τ_{1c} от угла γ_{1c} сдвига при кручении (1) и сдвиге (2)

где $\theta \equiv \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z$ — объемное сжатие; δ_{ij} — дельта Кронекера; λ, G_0 — параметры Ламе, здесь $\lambda = 2G_0\nu/(1-2\nu)$; $2G_0 = E_0/(1+\nu)$; E_0 — модуль Юнга; G_0 — модуль сдвига; ν — коэффициент Пуассона.

Тогда закон Гука можно привести к виду:

$$\sigma_{ij} = 2G_0(b\theta\delta_{ij} + \varepsilon_{ij}), \quad (4)$$

где $b = \nu/(1-2\nu)$.

Используя тензорную форму, можно представить обобщенный закон Гука в матричной форме (3), где симметричная матрица линейной упругости имеет вид:

$$[D_e] = 2G_0 \begin{bmatrix} a & b & b & 0 & 0 & 0 \\ b & a & b & 0 & 0 & 0 \\ b & b & a & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1/2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1/2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1/2 \end{bmatrix}, \quad (5)$$

где $a = b + 1$.

Симметрия этой матрицы является следствием линейной задачи.

Для слабо сжимаемых резиноподобных высокоэластичных материалов $\nu \approx 0,49$; $b = 24,5$; $a = 25,5$, т. е. коэффициент Пуассона можно считать константой, близкой к 0,5, а их модули упругости зависят от интенсивностей НДС. Для изотропных тел можно предположить, что данные материалы при разных НДС характеризуются единой кривой деформирования $\tau_e = \tau_e(\gamma_e)$, т. е. интенсивность касательных напряжений зависит от интенсивности сдвиговых деформаций:

$$\gamma_e \equiv (2e_{ij}e_{ij})^{1/2},$$

где $e_{ij} = \varepsilon_{ij} - (\theta/3)\delta_{ij}$ — девиаторные компоненты деформации.

Для нелинейно упругого тела задача МКЭ ставится в приращениях перемещений, с помощью которых определяют приращения деформаций $\{d\varepsilon\}$,

связанные с приращениями напряжений $\{d\sigma\}$ формулой, аналогичной формуле (3):

$$\{d\sigma\} = [D_T]\{d\varepsilon\},$$

где $[D_T]$ — тангенциальная матрица нелинейной упругости.

Для получения этой матрицы продифференцируем выражение закона Гука (4), предполагая, что модуль G зависит от интенсивности сдвиговых деформаций:

$$G(\gamma_e) \equiv d\tau_e(\gamma_e)/d\gamma_e.$$

Выполнив дифференцирование, получим:

$$d\sigma_{ij} = 2G'(b\theta\delta_{ij} + \varepsilon_{ij})d\gamma_e + 2G(\gamma_e)(bd\theta\delta_{ij} + d\varepsilon_{ij}), \quad (6)$$

где $G'(\gamma_e) \equiv dG(\gamma_e)/d\gamma_e$.

Второе слагаемое в выражении (6) линейное относительно приращений $\{d\varepsilon\}$, его можно представить в матричной форме:

$$\{d\sigma\}_2 \equiv (G(\gamma_e)/G_0)[D_e]\{d\varepsilon\}, \quad (7)$$

где G_0 — модуль сдвига при бесконечно малых деформациях.

Матрица $[D_e]$ определена в выражении (5). Приращения $\{d\sigma\}_2$ являются линейной частью приращений $\{d\sigma\}$ напряжений. Первое слагаемое в сумме (6) представляет собой нелинейную часть приращений напряжений. Чтобы выразить его через приращение $d\varepsilon_{ij}$ деформаций, воспользуемся формулой $\gamma_e^2 = 2e_{lm}e_{lm}$, получим:

$$d\gamma_e = (2/\gamma_e)e_{lm}de_{lm},$$

где $de_{lm} = d\varepsilon_{lm} - (d\theta/3)\delta_{lm}$ — приращение девиаторной компоненты.

Вычислим сумму:

$$e_{lm}de_{lm} = [\varepsilon_{lm} - (\theta/3)\delta_{lm}]d\varepsilon_{lm},$$

получим:

$$d\gamma_e = (2/\gamma_e)[\varepsilon_{lm} - (\theta/3)\delta_{lm}]d\varepsilon_{lm}.$$

В данном случае использовали правило суммирования по повторяющимся индексам.

Подставив это приращение интенсивности сдвигов в первое слагаемое формулы (6), получим нелинейную часть приращений напряжений:

$$d\sigma_{ij}^{(n)} = 4(G'/\gamma_e)(b\theta\delta_{ij} + \varepsilon_{ij}) \times [\varepsilon_{lm} - (\theta/3)\delta_{lm}]d\varepsilon_{lm}, \quad (8)$$

где $G'/\gamma_e \rightarrow 0$ при $\gamma_e \rightarrow 0$ вследствие специфического характера нелинейности функции $G'(\gamma_e)$. Поэтому

нелинейные приращения напряжений при $\gamma_e \rightarrow 0$ отсутствуют.

Заметим, что $\varepsilon_{lm} = \gamma_{lm}/2$, где γ_{lm} — техническая деформация сдвига. Нелинейные приращения напряжений можно представить в матричной форме:

$$\{d\sigma\}_1 = 4(G'/\gamma_e)[D_n]\{d\varepsilon\}, \quad (9)$$

где $[D_n]$ — матрица 6×6 , составленная как диадное произведение двух векторов, один из которых (\vec{V}_1) заключен в формуле (8) в круглые скобки и представляет собой вектор-столбец, а другой (\vec{V}_2) составлен с помощью матрицы, заключенной в квадратные скобки, и представляет собой вектор-строку.

Вектор-столбец \vec{V}_1 в транспонированной форме имеет вид:

$$\vec{V}_1^T \equiv [\varepsilon_x + b\theta; \varepsilon_y + b\theta; \varepsilon_z + b\theta; \gamma_{xy}/2; \gamma_{yz}/2; \gamma_{zx}/2].$$

Вектор-строка:

$$\vec{V}_2 \equiv [\varepsilon_x - \theta/3; \varepsilon_y - \theta/3; \varepsilon_z - \theta/3; \gamma_{xy}/2; \gamma_{yz}/2; \gamma_{zx}/2].$$

Матрица $[D_n] \equiv (\vec{V}_1; \vec{V}_2)$ — диада 6×6 . Данную матрицу можно составить из четырех блоков 3×3 :

$$[D_n] = \begin{bmatrix} [D_{11}] & [D_{12}] \\ [D_{21}] & [D_{22}] \end{bmatrix},$$

где $[D_{11}]$ — несимметричный блок; $[D_{22}]$ — симметричный блок 3×3 ;

$$[D_{11}] \equiv$$

$$\equiv \begin{bmatrix} (\varepsilon_x + b\theta)(\varepsilon_x - \theta/3); (\varepsilon_x + b\theta)(\varepsilon_y - \theta/3); (\varepsilon_x + b\theta)(\varepsilon_z - \theta/3) \\ (\varepsilon_y + b\theta)(\varepsilon_x - \theta/3); (\varepsilon_y + b\theta)(\varepsilon_y - \theta/3); (\varepsilon_y + b\theta)(\varepsilon_z - \theta/3) \\ (\varepsilon_z + b\theta)(\varepsilon_x - \theta/3); (\varepsilon_z + b\theta)(\varepsilon_y - \theta/3); (\varepsilon_z + b\theta)(\varepsilon_z - \theta/3) \end{bmatrix};$$

$$[D_{12}] \equiv \frac{1}{2} \begin{bmatrix} (\varepsilon_x + b\theta)\gamma_{xy}; (\varepsilon_x + b\theta)\gamma_{yz}; (\varepsilon_x + b\theta)\gamma_{zx} \\ (\varepsilon_y + b\theta)\gamma_{xy}; (\varepsilon_y + b\theta)\gamma_{yz}; (\varepsilon_y + b\theta)\gamma_{zx} \\ (\varepsilon_z + b\theta)\gamma_{xy}; (\varepsilon_z + b\theta)\gamma_{yz}; (\varepsilon_z + b\theta)\gamma_{zx} \end{bmatrix};$$

$$[D_{21}] \equiv \frac{1}{2} \begin{bmatrix} (\varepsilon_x - \theta/3)\gamma_{xy}; (\varepsilon_y - \theta/3)\gamma_{xy}; (\varepsilon_z - \theta/3)\gamma_{xy} \\ (\varepsilon_x - \theta/3)\gamma_{yz}; (\varepsilon_y - \theta/3)\gamma_{yz}; (\varepsilon_z - \theta/3)\gamma_{yz} \\ (\varepsilon_x - \theta/3)\gamma_{zx}; (\varepsilon_y - \theta/3)\gamma_{zx}; (\varepsilon_z - \theta/3)\gamma_{zx} \end{bmatrix};$$

$$[D_{22}] \equiv \frac{1}{4} \begin{bmatrix} \gamma_{xy}^2 & \gamma_{yz}\gamma_{xy}; & \gamma_{zx}\gamma_{xy} \\ \gamma_{xy}\gamma_{yz}; & \gamma_{yz}^2 & \gamma_{yz}\gamma_{zx} \\ \gamma_{xy}\gamma_{zx}; & \gamma_{yz}\gamma_{zx}; & \gamma_{zx}^2 \end{bmatrix}.$$

Произведение $b\theta = \nu\theta/(1 - 2\nu)$ не определено для несжимаемых тел, когда $\theta = 0$, если $2\nu = 1$. Если принять $b\theta = 0$, то получим симметричную матрицу при $[D_0] = [D_n(\theta = 0)]$.

Симметричную матрицу удобно использовать при решении задач МКЭ. При этом получают симметричные матрицы жесткости элементов и глобальная матрица, для которых разработаны методы решений, использующие их симметрию. Если сжимаемостью пренебречь нельзя, то можно для получения приближенных решений применить симметричную матрицу $[D_s]$, полученную другим способом:

$$[D_s] = 0,5([D_n] + [D_n]^T),$$

т. е. с применением транспонированной несимметричной матрицы.

Полное приращение напряжений в нелинейной задаче является суммой $\{d\sigma\} = \{d\sigma\}_1 + \{d\sigma\}_2$ нелинейных и линейных приращений, вычисленных по формулам (9) и (7):

$$\{d\sigma\} = \left(4 \frac{G'(\gamma_e)}{\gamma_e} [D_n] + \frac{G(\gamma_e)}{G_0} [D_e] \right) \{d\varepsilon\} \equiv [D]^T \{d\varepsilon\},$$

где $[D]^T$ — тангенциальная матрица — сумма двух матриц (в круглых скобках).

Если не прибегать к симметризации матриц, то придется использовать стандартные итерационные методы решения больших систем линейных уравнений с несимметричными матрицами, что весьма трудоемко.

Тангенциальную матрицу применяют для решения нелинейных задач, которые решают поэтапно. На каждом этапе тангенциальная матрица постоянная и используется как обычная матрица упругости, но для вычисления приращений перемещений в узлах сетки КЭ. Перед каждым этапом сетку КЭ перестраивают с учетом достигнутых перемещений, и ансамбль КЭ, и элементарные и глобальная матрицы жесткости определяют заново.

Результатами очередного k -го этапа нагружения являются приращения $\{dU\}_k$ узловых перемещений, по которым вычисляют приращения $\{d\varepsilon\}_k$ деформаций и сами деформации $\{\varepsilon\}_k = \{\varepsilon\}_{k-1} + \{d\varepsilon\}_k$. Последние служат для определения достигнутой интенсивности $\gamma_{e,k}$ деформации.

При этом определяют условия нагружения, т. е. продолжение нагружения, если $\gamma_{e,k} > \gamma_{e,k-1}$, или разгрузка, если $\gamma_{e,k} < \gamma_{e,k-1}$. В зависимости от результатов проверки используют ту или иную кривую деформирования: $\tau_e = f_0(\gamma_e)$ при нагрузке; $\tau_e = f_p(\gamma_e)$ при разгрузке.

По данным зависимостям определяют ту или иную производную $G(\gamma_e) \equiv d\tau_e/d\gamma_e$, а также $G'(\gamma_e) = dG/d\gamma_e$ и составляют тангенциальную матрицу,

применяемую для вычисления приращений напряжений в нагружаемых или разгружаемых КЭ.

Напряжения вычисляют суммированием:

$$\{\sigma\}_k = \{\sigma\}_{k-1} + \{d\sigma\}_k.$$

Затем вычисляют новую интенсивность τ_e напряжений и уточняют тангенциальную матрицу для уточнения приращений напряжений. По достижении сходимости можно вычислить новое начальное приближение тангенциальной матрицы для нового этапа нелинейного деформирования, т. е. она нужна для составления элементных матриц жесткости.

Таким образом, состояния разгрузка и нагрузка в разных КЭ могут различаться. В зависимости от этого применяют ту или иную тангенциальную матрицу.

Для реализации предложенного алгоритма необходимо следующее:

доработать стандартную программу решения линейно-упругих задач без начальных перемещений, напряжений и деформаций в программе с полями, имеющими ненулевые значения;

доработать программу для обеспечения возможности вводить на каждом этапе нагружения переменные значения модуля упругости $G(\gamma_e)$ и его производной $G'(\gamma_e)$;

вычислить новые достигнутые значения перемещений узлов и их координат и новые значения напряжений и деформаций через их приращения;

ввести в программу проверку условия выполнения процессов нагрузки и разгрузки, применяя при этом различные зависимости интенсивностей τ_e напряжений от интенсивностей γ_e деформаций для нагрузки и разгрузки, которые заранее вводят в исходные данные.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Поляков В. С., Барбаш И. Д., Ряховский О. А. Справочник по муфтам. Л.: Машиностроение, 1979. 343 с.
2. Потураев В. Н. Резиновые и резино-металлические детали машин. М.: Машиностроение, 1966. 297 с.
3. Потураев В. Н., Дырда В. И., Круш И. И. Прикладная механика резины. Киев.: Наукова думка, 1980. 260 с.
4. Кристенсен Ф. Введение в теорию вязкоупругости. М.: Мир, 1974. 340 с.
5. Махутов Н. А., Щеглов Б. А., Евдокимов А. П. Деформация кручения торообразной резинокордной оболочки и статическое нагружение жесткого и упругого карданного привода // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2004. № 5. С. 46—49.
6. Лурье А. И. Теория упругости. М.: Наука, 1970. 940 с.
7. Прагер В. Введение в механику сплошных сред. М.: Мир, 1963. 812 с.

Г. Ж. САХВАДЗЕ, д-р техн. наук, Г. Г. САХВАДЗЕ (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН),
Р. З. КАВТАРАДЗЕ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: sakhvadze@mail.ru

Применение лазерно-ударно-волновой обработки для повышения трещиностойкости материалов¹

Разработана конечно-элементная модель прогнозирования возникновения новых и распространения уже имеющихся трещин при лазерно-ударно-волновой обработке (ЛУВО) материалов с линейными и V-образными трещинами. Определены оптимальные режимы ЛУВО для максимального снижения скорости распространения трещин.

Ключевые слова: лазерно-ударно-волновая обработка, метод конечных элементов, остаточные напряжения, коэффициент интенсивности напряжений, скорость роста трещины, трещиностойкость.

A finite element model is developed for predicting the appearance of new and the propagation of existing cracks during laser-shock-wave treatment (LSWT) of materials with linear and V-shaped cracks. The optimal modes of LSWT were determined for the maximum reduction in the rate of crack propagation.

Keywords: laser-shock-wave treatment, finite element method, residual stresses, stress intensity factor, crack growth rate, crack resistance.

Лазерно-ударно-волновая обработка (ЛУВО) материалов — новая технология обработки поверхностей, широко используемая для улучшения усталостных характеристик особо ответственных высоконагруженных деталей машин. При ЛУВО мощный лазерный импульс проникает через прозрачный слой (как правило, вода или стекло) и фокусируется на защитном слое, нанесенном на исследуемый образец. Слой сразу ионизируется и становится высокотемпературной плазмой [1–4], которая взрывается и создает высокое давление (порядка нескольких ГПа) за очень короткое время ($10 \div 20$ нс), что приводит к генерированию сжимающих остаточных напряжений (СОН) в поверхностных и приповерхностных слоях материала. Известно, что распространение усталостной трещи-

ны можно остановить или замедлить при наличии СОН [5]. Следовательно, технология ЛУВО способствует улучшению усталостных характеристик путем создания СОН. Эти преимущества делают ЛУВО перспективной технологией упрочнения поверхностей для повышения усталостной долговечности и трещиностойкости, особенно небольших и важных несущих деталей, таких как подшипники, зубчатые колеса и валы, часто применяемые в аэрокосмической, энергетической, машиностроительной и биомедицинской промышленности.

Однако при упомянутых преимуществах в конкретном случае технология ЛУВО может снизить усталостную долговечность, если не подобрать подходящий режим обработки. Это объясняется тем, что ЛУВО генерирует также и растягивающие остаточные напряжения (РОН), которые естественным образом создаются в материале (напомним, что остаточные напряжения всегда взаимно уравновешены). Эти РОН могут повысить скорость распространения трещины и, таким образом, ухудшить усталостные характеристики материалов. Несмотря на то что величина РОН в большинстве случаев намного меньше величины СОН, поле действия РОН может быть намного больше поля действия СОН. Следовательно, создание полезных СОН необходимо тщательно проектировать, чтобы избежать возникновения РОН в критических местах. Для получения оптимальных полей полезных СОН очень важен точный контроль параметров ЛУВО.

Таким образом, технологию ЛУВО следует рассматривать как сложный раздел современной механики твердого тела, материал которого при очень высокой скорости деформации (порядка 10^6 с⁻¹) подвергается серьезной нелинейной пластической деформации [6–9]. Несмотря на то что в настоящее время технология ЛУВО характеризуется хорошей управляемостью, оптимизация параметров воздействия ЛУВО для конкретных случаев остается сложной задачей, которая требует более совершенных инструментов моделирования. Самым популярным инструментом имитационного моделирования является метод конечных элементов (МКЭ), широко используемый для изучения улучшения усталостных характеристик, вызванных ЛУВО [10, 11].

Положительное влияние технологии ЛУВО на усталостные характеристики многих материалов

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования РФ в рамках Федеральной целевой программы "Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014–2020 годы". Соглашение о предоставлении субсидии № 075-15-2019-1865 от 02.12.2019 г. (внутренний номер соглашения: 05.607.21.0300), проект RFMEFI60719X0300.

экспериментально доказано исследованиями [5, 12]. Принято, что усталостные характеристики материалов при ЛУВО улучшаются в результате синергетического эффекта поверхностного упрочнения и создания полезных СОН. Поверхностное упрочнение замедляет скорость зарождения трещины, а СОН уменьшают скорость распространения существующих трещин.

В настоящей работе предлагается комплексная численная модель (ЧМ), объединяющая МКЭ с анализом коэффициента интенсивности напряжений (КИН) для изучения влияния ОН, создаваемых ЛУВО, на распространение трещин в образцах, а также моделируются режимы ЛУВО. Определяемые поля ОН используют в качестве входных данных для расчета соответствующих коэффициентов интенсивности остаточных напряжений (КИОН), которые являются ключевыми параметрами в прогнозировании усталостного ресурса [13] и определяют способность ОН предотвращать рост трещин. Следовательно, КИОН можно использовать как главный критерий для оптимизации параметров ЛУВО. Сравнительный анализ показал, что экспериментальные результаты хорошо согласуются с результатами численного моделирования.

Данная работа подтверждает большой потенциал разработанной ЧМ, объединяющей МКЭ-анализ и КИН-анализ, как мощного инструмента для контроля и анализа создаваемых ОН, особенно при использовании технологии ЛУВО для обработки деталей со сложной геометрией.

Рассмотрим общую методологию исследований. Разработанная ЧМ включает: МКЭ-анализ с использованием МКЭ с целью моделирования технологии ЛУВО и определения ОН; КИН-анализ для определения КИОН. Конечно-элементное моделирование проводили в пакете Abaqus с целью определения ОН, создаваемых при ЛУВО. Предварительно провели подготовительные расчеты и определили: модель материала, условия нагружения и степень дискретизации сетки. Поле ОН, полученное МКЭ, использовали как входные данные в модели для КИН-анализа (получения КИОН).

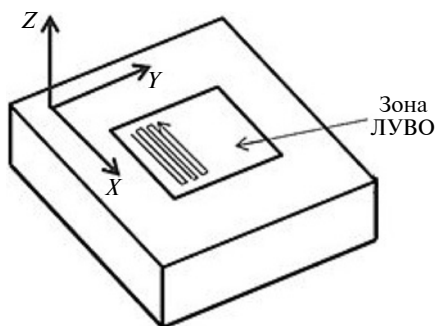


Рис. 1. Схема сканирования при ЛУВО

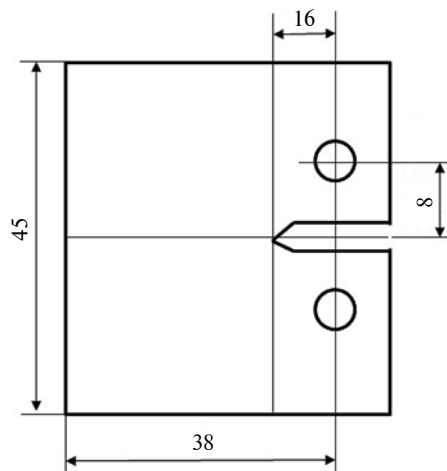


Рис. 2. Геометрия исследуемого образца с V-образной трещиной

На рис. 1 приведена схема сканирования обрабатываемой поверхности лазерными импульсами при ЛУВО. Основным выбрали направление сканирования по оси X . Расстояния между центрами двух лазерных импульсов обозначили как Δx по оси X и Δy по оси Y . Область перекрытия двух соседних пятен характеризуют коэффициенты перекрытия:

$$\begin{cases} \Phi_x = 1 - \frac{\Delta x}{2R}, \\ \Phi_y = 1 - \frac{\Delta y}{2R}, \end{cases}$$

где R — радиус лазерного пятна.

В работе приняты следующие основные параметры технологии ЛУВО: радиус лазерного пятна $R = 0,5$ мм; коэффициент перекрытия $\Phi_x = \Phi_y = 0,75$; средняя интенсивность лазерного излучения 3 ГВт/см². Для исследования скорости распространения трещин использовали образцы толщиной $1,6$ мм (рис. 2), изготовленные из алюминиевого сплава В95. По технологии ЛУВО обрабатывали обе поверхности образцов.

Так как при ЛУВО действуют большие по величине, но кратковременные давления, то скорости деформации в исследуемом материале достигают 10^6 с⁻¹ и более, поэтому при расчетах напряженно-деформированного состояния (НДС) в качестве определяющего соотношения использовали модель пластического деформирования материала Джонсона — Кука [6]:

$$\sigma = (A + B\bar{\epsilon}^n)(1 + C\dot{\bar{\epsilon}}^*)[1 - (T^*)^m]. \quad (1)$$

Здесь σ — эквивалентное напряжение по Мизесу; $\bar{\epsilon}$ — эквивалентная пластическая деформация; $\dot{\bar{\epsilon}}^* = \dot{\bar{\epsilon}}/\dot{\bar{\epsilon}}_0$ — безразмерная эквивалентная скорость

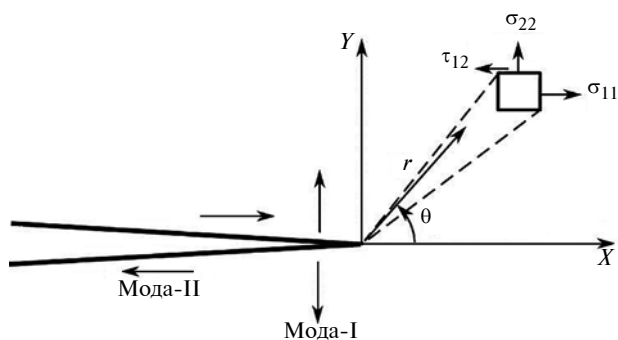


Рис. 3. Схема напряженного состояния вблизи вершины трещины

деформации ($\dot{\varepsilon}_0 = 1,0 \text{ с}^{-1}$); T^* — гомологическая температура, связь которой с абсолютной температурой T определяется по формуле

$$T^* = (T - T_0)/(T_m - T_0),$$

где T_0 — нормальная температура; T_m — температура плавления материала образца.

Уравнение (1) содержит пять материальных констант, определяемых эмпирическим путем: A — статический предел текучести; B — модуль деформационного упрочнения; n — показатель степени в законе деформационного упрочнения; C — коэффициент скорости деформаций; m — показатель степени в законе температурного разупрочнения. Отметим, что модель Джонсона — Кука апробирована в аналогичных задачах и дала удовлетворительные результаты [7–11]. Рассматриваемый алюминиевый сплав В95 имеет следующие материальные константы: $A = 546 \text{ МПа}$; $B = 678 \text{ МПа}$; $C = 0,024$; $n = 0,71$; $m = 1,56$; модуль упругости $E = 72 \text{ МПа}$; плотность $\rho = 2800 \text{ кг/м}^3$ [5].

На первом этапе численного анализа (МКЭ-анализ) получили поля распределения ОН [1–6]. На втором этапе (КИН-анализ) оценили повышения трещиностойкости и усталостной долговечности материала с помощью выбранного критерия. В данной работе использовали классический закон распространения трещин (закон Пэриса) [4]:

$$\frac{da}{dN} = C \Delta K_{\text{эф}}^m, \quad (2)$$

где a — длина трещины; N — число циклов нагружения; C и m — постоянные; $\Delta K_{\text{эф}}$ — диапазон изменения эффективного КИН, характеризующего перепад напряжений.

С помощью уравнения (2) определили скорость распространения трещины через параметр, определяемый по формуле

$$\Delta K_{\text{эф}} = \max(K_{\text{tot}}) - \min(K_{\text{tot}}).$$

Здесь K_{tot} — полный КИН, который можно представить как суперпозицию остаточного (внутреннего) КИН (КИОН), образованного действием ОН (δK_{res}), и внешнего КИН, в нашем случае вызванного циклическим нагружением (δK_{cyc}) [5], определяемый по формуле

$$K_{\text{tot}} = \delta K_{\text{res}} + \delta K_{\text{cyc}}.$$

Следовательно, важной задачей является определение КИОН, вызванных ОН, которые, в свою очередь, вызваны технологией ЛУВО. Для определения КИОН необходимо изучить напряженное состояние материала в окрестностях вершины трещины. Рассмотрим окрестности вершины двумерной трещины в поле плоского напряженного состояния (рис. 3). В этом случае возможны два варианта нагружения: нормальное по оси Y (Моде-I) и чистый сдвиг по оси X (Моде-II). Любое иное нагружение можно рассматривать как суперпозицию этих двух основных, которым, как известно, соответствуют КИН нормального отрыва (K_I) и КИН поперечного сдвига (K_{II}) [14]. Для образца с относительно небольшой толщиной h КИОН (δK_I и δK_{II}) можно определить по формулам [5]:

$$\delta K_I = \frac{\int_0^a \int_0^h \sigma_{22} f(x, a) dh dx}{B}; \quad (3)$$

$$\delta K_{II} = \frac{\int_0^a \int_0^h \tau_{12} f(x, a) dh dx}{B}, \quad (4)$$

где σ_{22} и τ_{12} — соответственно нормальные ОН и ОН сдвига (парные для τ_{12} напряжения не показаны, чтобы не перегружать рисунок); $f(x, a)$ — весовая функция.

Весовую функцию для краевой трещины в полубесконечном теле определим по формуле [5]

$$f(x, a) = \frac{1}{\sqrt{\pi a \left(1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2\right)}} \left[1,3 - 0,3 \left(\frac{x}{a}\right)^{5/4}\right].$$

Для практически важных частных случаев, когда имеем нагружения только по оси X или только по оси Y , КИОН можно определить непосредственно по формулам (3) и (4). Так как в большинстве случаев имеем ОН смешанного типа (т. е. образованные разными комбинациями Моды-I и Моды-II), то для определения КИОН необходимо унифицировать понятия КИН.

Для унификации определения КИН при смешанных режимах нагружения ввели понятие эквивалентного КИН, основанное на критерии пороговых КИН [5]. На основании анализа напряжений в критической плоскости, понятие которой ввели авторы работы [15], они получили критерий, связывающий усталостные свойства с КИН при смешанных режимах нагружения:

$$\sqrt{\left(\frac{k_1}{K_{I,th}}\right)^2 + \left(\frac{k_2}{K_{II,th}}\right)^2 + A\left(\frac{k^H}{K_{I,th}}\right)^2} = B, \quad (5)$$

где $K_{I,th}$ и $K_{II,th}$ — пороговые значения КИН (максимальные значения КИН, при которых трещина не растет в течение заданного числа циклов нагружения) при нагружениях соответственно по осям X или Y .

Их отношение $s = K_{II,th}/K_{I,th}$; k_1 , k_2 и k^H — параметры, связанные с нагружением, которые определяются по формулам [15]:

$$k_1 = \frac{\delta K_I}{2} (1 + \cos 2\alpha_0) + \delta K_{II} \sin 2\alpha_0;$$

$$k_2 = -\frac{\delta K_I}{2} \sin 2\alpha_0 + \delta K_{II} \cos 2\alpha_0;$$

$$k^H = \frac{\delta K_I}{3}.$$

Здесь α_0 — положение критической плоскости, которое определяется следующим образом [15]:

$$\alpha_0 = \beta + \gamma;$$

$$\beta = \frac{1}{2} \tan^{-1}(2\delta K_{II}/\delta K_I);$$

$$\cos(2\gamma) = \frac{-2 + \sqrt{4 - 4\left(\frac{1}{s^2} - 3\right)\left(5 - \frac{1}{s^2} - 4s^2\right)}}{2\left(5 - \frac{1}{s^2} - 4s^2\right)},$$

где β — положение плоскости с максимальной амплитудой нормального напряжения; γ — угол между критической плоскостью и плоскостью с максимальным нормальным напряжением.

Параметры A и B в уравнении (5) и параметр s — характеристики материала, определяемые при усталостных испытаниях, для исследуемого материала приведены в таблице [15]. Параметр s связан с пластичностью материала и сильно влияет на ориентацию критической плоскости, которая для хруп-

ких материалов близка к плоскости с максимальной амплитудой нормальных напряжений, а для пластичных материалов — с максимальной амплитудой напряжения сдвига. Таким образом, предложенная модель автоматически приспособливается к разным режимам разрушения: с преобладанием Моды-I при $s > 1$ и Моды-II при $s \leq 1$. Модель также зависит от траектории нагружения, так как при разных траекториях нагружения критическая плоскость имеет различную ориентацию.

Если уравнение (5) записать в более удобном виде

$$\frac{1}{B} \sqrt{(k_1)^2 + \left(\frac{k_2}{s}\right)^2 + A(k^H)^2} = K_{I,th}, \quad (6)$$

то левую часть уравнения (6) можно рассматривать как интенсивность эквивалентных напряжений.

Чтобы исследовать влияние ОН на усталостную долговечность, в уравнении (6) коэффициенты интенсивности пороговых напряжений ($K_{I,th}$ и $K_{II,th}$) следует заменить на КИОН (δk_1 и δk_2). Тогда эквивалентный КИН можно определить формулой

$$\frac{1}{B} \sqrt{(\delta k_1)^2 + \left(\frac{\delta k_2}{s}\right)^2 + A(\delta k^H)^2} = \delta K'_{mix}. \quad (7)$$

Обратим внимание, что сжимающие и растягивающие напряжения следует рассчитывать отдельно, так как уравнение (7) не учитывает знак КИН (они в квадрате). Следовательно, окончательное уравнение для определения эквивалентных КИОН при смешанном режиме нагружения принимает вид:

$$\delta K'_{mix} = (\delta K'_{mix})_t - (\delta K'_{mix})_c,$$

где $(\delta K'_{mix})_t$ и $(\delta K'_{mix})_c$ — рассчитываются из уравнения (7) для КИОН соответственно только положительных (растягивающих) и только отрицательных (сжимающих).

Характеристики материала

Параметр	$s = K_{II,th}/K_{I,th} \leq 1$	$s = K_{II,th}/K_{I,th} > 1$
γ	$\cos(2\gamma) = \frac{-2 + \sqrt{4 - 4\left(\frac{1}{s^2} - 3\right)\left(5 - \frac{1}{s^2} - 4s^2\right)}}{2\left(5 - \frac{1}{s^2} - 4s^2\right)}$	$\gamma = 0$
A	$A = 0$	$A = 9(s^2 - 1)$
B	$B = [\cos^2(2\gamma)s^2 + \sin^2(2\gamma)]^{1/2}$	$B = s$

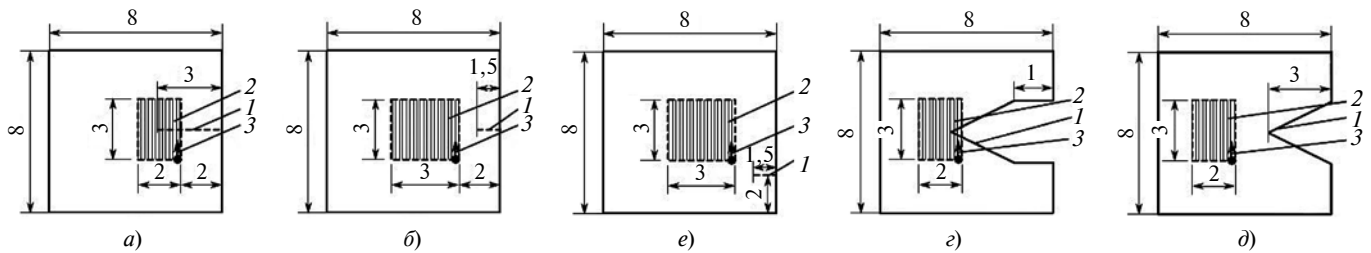


Рис. 4. Схемы ЛУВО образцов с линейной (а–в) и V-образной трещинами (z, d):

1 – трещина, 2 – область ЛУВО, 3 – направление сканирования

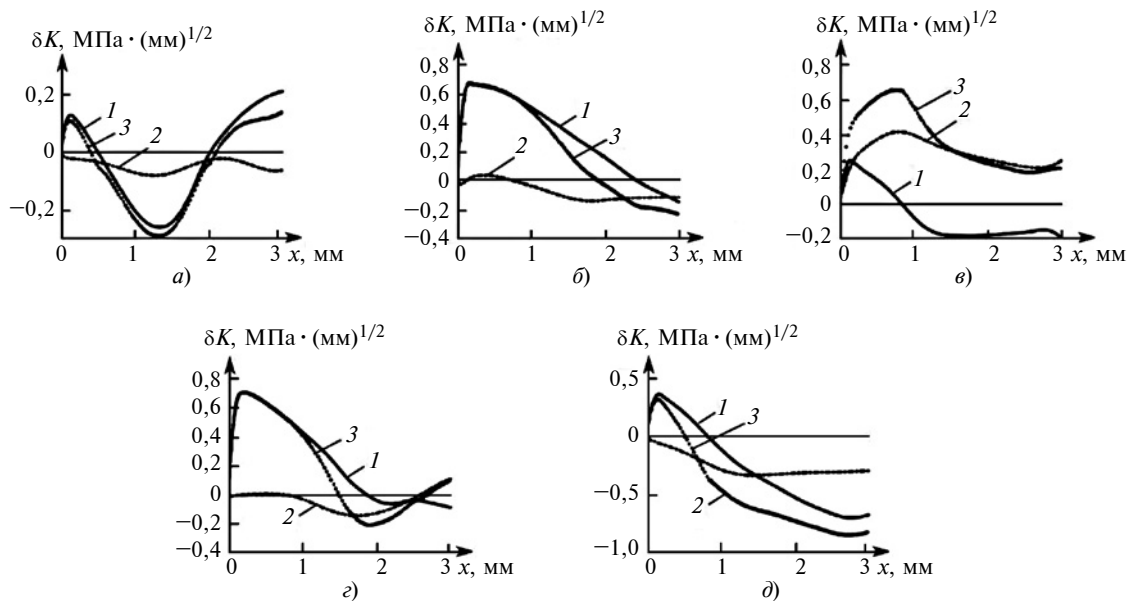


Рис. 5. Изменения КИОН в зависимости от расстояния x от кончика трещины, вызванные ЛУВО для пяти случаев:

1 – Мода-I (δk_1); 2 – Мода-II (δk_2); 3 – эквивалентный КИОН (δK_{mix})

Зная эквивалентные КИОН, можно проанализировать усталостную долговечность и темпы роста трещин, а также оптимизировать параметры воздействия ЛУВО с целью получения оптимальных результатов.

Исследовали трещины разной геометрии и по-разному расположенные в образце. Варьировались длина и место расположения трещины. Выбирали самые распространенные формы трещин (рис. 4, поз. 1): линейные трещины (см. рис. 4, а–в) и V-образные трещины (см. рис. 4, z, d). На рис. 4 поз. 2 обозначает область обработки ЛУВО. Режимы ЛУВО-сканирования осуществляются с пересечением кончика трещины лазерным лучом (см. рис. 4, а, z) и без пересечения (см. рис. 4, б, в, d). Исследования проводили для пяти самых репрезентативных случаев. Процедура ЛУВО начинается с точки в правом нижнем углу и заканчивается в точке в левом верхнем углу (рис. 4, поз. 3).

Распределения ОН (σ_{22}) по оси Y после обработки части образцов по технологии ЛУВО для пяти

указанных случаев (см. рис. 4) приведены на рис. 5. На основании уравнений (3), (4) и (7) рассчитали КИОН, сгенерированные при ЛУВО, для всех пяти случаев (Моды-I, Моды-II и эквивалентные КИОН).

Отметим, что начальная длина трещины — это расстояние по оси X от точки приложения нагрузки до вершины трещины, равное 16,75 мм (см. рис. 2). В исследованиях предполагали, что во всех случаях нагружения начинаются при одной и той же начальной длине трещины (16,75 мм). Как отмечалось, суммарные КИОН можно рассматривать как суперпозицию остаточных внутренних КИОН (КИОН) и внешних КИОН, вызванных усталостной нагрузкой [16]. При этом отрицательные КИОН считаем полезными, а положительные КИОН рассматриваем как вредные для усталостных свойств исследуемых образцов.

Сначала проанализируем динамику изменения КИОН для трех образцов с линейными трещинами (см. рис. 5, а–в). Видим, что напряжения, возник-

кающие вокруг вершины трещины, — растягивающие (положительные КИОН). Однако если область ЛУВО покрывает кончик трещины (см. рис. 5, а), то амплитуда растягивающих КИОН быстро уменьшается по сравнению с приведенными на рис. 5, б и в, если область ЛУВО не покрывает кончик трещин, то они переходят в сжимающие КИОН. Кроме того, растягивающие напряжения вокруг вершины трещины в основном вызваны Модой-I (см. рис. 5, а и б) и Модой-II (см. рис. 5, в). Более того, если сравним компоненты Моды-I на рис. 5, б и в, то увидим, что существенные отрицательные КИОН генерируются именно так, как показано на рис. 5, в.

На основании полученных результатов для линейной трещины можно сделать следующие важные выводы. Прежде всего, для получения максимального эффекта следует выбирать режим ЛУВО с покрытием кончика трещины, при котором создаются максимальные сжимающие КИОН. При режиме ЛУВО без покрытия кончика трещины следует иметь в виду следующее:

1) вокруг кончика трещины создаются неблагоприятные нормальные растягивающие напряжения (КИОН в Моде-I);

2) режим ЛУВО должен быть симметричным относительно направления распространения трещины (оси X), чтобы избежать возникновения нежелательных растягивающих напряжений сдвига (КИОН в Моде-II);

3) выбирать режим ЛУВО нужно с максимально растянутой зоной покрытия по оси Y , что способствует появлению желаемых сжимающих нормальных напряжений.

Проанализируем динамику изменения КИОН для V-образных трещин. Здесь имеем два режима ЛУВО: с покрытием кончика трещины (см. рис. 5, з); без покрытия кончика трещины (см. рис. 5, д). Режимы смоделировали, рассчитали и сравнили между собой. Рис. 5, д показывает, что эквивалентный КИОН становится отрицательным на расстоянии примерно от 0,5 до 3 мм, в то время как на рис. 5, з отрицательная часть КИОН существует только на расстоянии от 1,5 до 2,7 мм от вершины трещины. Это означает, что режим ЛУВО без покрытия кончика трещины генерирует больше сжимающих КИОН. Как видим, для V-образной трещины получили результат, противоположный результату для линейной трещины.

Принципиально разное влияние режимов ЛУВО на две разные трещины означает, что режим нужно настраивать индивидуально на основании анализа геометрических особенностей трещины. Предложенную стратегию моделирования можно успешно использовать для индивидуальной настройки режимов ЛУВО при обработке образцов сложной геометрии.

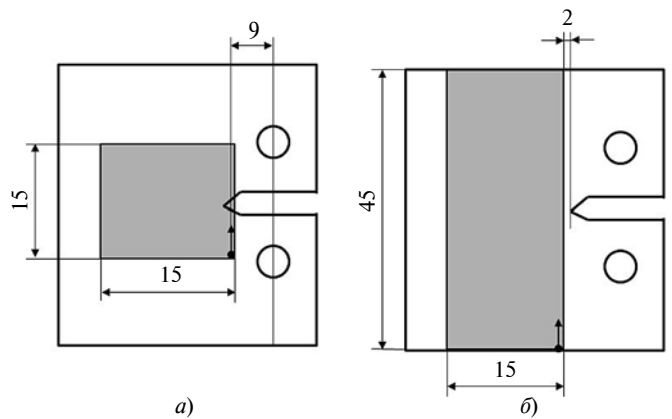


Рис. 6. Образцы для обработки на режимах ЛУВО-I (а) и ЛУВО-II (б):

заштрихована зона обработки

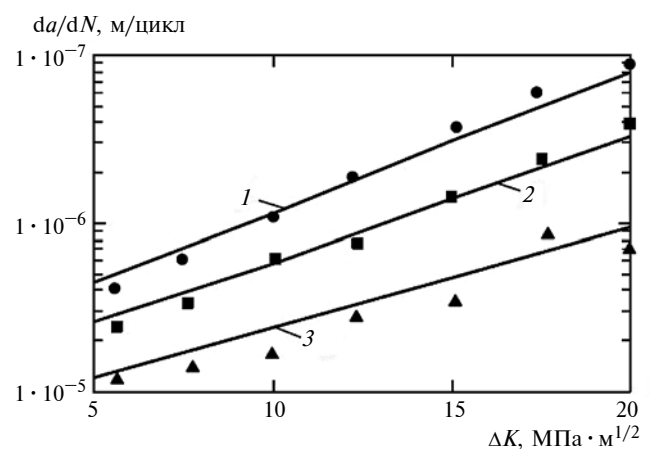


Рис. 7. Изменение скорости роста трещины в зависимости от КИН:

1 — без ЛУВО; 2 — при ЛУВО-I; 3 — при ЛУВО-II; ●, ■, ▲ — соответствующие экспериментальные данные [5]

Согласно результатам, полученным для V-образной трещины, когда область ЛУВО не пересекает трещину (см. рис. 5, д), возникают более значительные остаточные сжимающие КИОН, чем в случае пересечения трещины областью ЛУВО (см. рис. 5, з). Кроме того, если область обработки ЛУВО симметрична и вытянута по оси Y , т. е. перпендикулярна к линии трещины, обрабатываемый образец лучше противостоит распространению трещины.

Чтобы проверить адекватность разработанной ЧМ, провели дополнительные исследования с условиями, аналогичными экспериментальным условиям работы [5]. Эксперименты проводили на образцах с V-образной трещиной при двух режимах, обозначенных как ЛУВО-I, когда область ЛУВО пересекает трещину (рис. 6, а), и ЛУВО-II, когда область ЛУВО не пересекает трещину (рис. 6, б).

Исследовали распространение трещин в трех образцах: 1 — без ЛУВО; 2 — обработка по режиму ЛУВО-I; 3 — обработка по режиму ЛУВО-II. На рис. 7 приведены расчетные кривые изменения скорости роста трещин в зависимости от КИН (линии 1, 2 и 3 соответственно для образцов 1, 2 и 3).

На основании закона Пэриса (уравнение (4)) определили параметры: без ЛУВО — $C = 7 \cdot 10^{-8}$, $m = 2,4024$; для ЛУВО-I — $C = 1 \cdot 10^{-7}$, $m = 2,1207$; для ЛУВО-II — $C = 1 \cdot 10^{-7}$, $m = 1,9112$. Видно, что, несмотря на небольшое увеличение постоянной C от $7 \cdot 10^{-8}$ до $1 \cdot 10^{-7}$, показатель m роста трещины значительно уменьшается после обработки: с 2,4024 до 2,1207 для ЛУВО-I и до 1,9112 для ЛУВО-II. Очевидно, что скорость роста трещины при одном и том же КИН уменьшается после ЛУВО, особенно при режиме ЛУВО-II.

Таким образом, экспериментально подтвержденное значительное уменьшение скорости роста трещины после обработки материалов в режиме ЛУВО-II [5] хорошо согласуется с результатами численного моделирования, что доказывает адекватность разработанной ЧМ.

Выводы

Разработана численная модель, объединяющая возможности МКЭ- и КИН-анализов с целью оптимизации режимов ЛУВО для повышения трещиностойкости обрабатываемых материалов.

Показано, что для повышения трещиностойкости образцов с линейной трещиной лучше, чтобы область ЛУВО покрывала максимально возможную область трещины, с V-образной трещиной лучше, чтобы область ЛУВО располагалась на определенном расстоянии от кончика трещины во избежание возникновения нежелательных РОН на пути ее распространения.

Показано также, что для максимального эффекта область ЛУВО должна быть симметричной относительно трещины и вытянута по оси Y , так как в этом направлении генерируются полезные СОН, а асимметричность может привести к возникновению нежелательных РОН.

Сравнительный анализ скоростей распространения V-образных трещин при трех режимах ЛУВО показал хорошую сходимость экспериментальных результатов с результатами численного моделирования.

Таким образом, разработанный численный алгоритм является эффективным инструментом исследования трещиностойкости материалов при оптимально выбранной стратегии применения технологии ЛУВО.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Effect** of Laser Shock Processing on fatigue life of 2205 duplex stainless steel notched specimens / Vázquez Jiménez C. A., Gómez Rosas G., Rubio González C., Hereñú S. // *Opt. Laser Technol.* 2017. N. 907. P. 308—315.
2. **Peyre P., Chaieb I., Braham C.** FEM calculations of residual stresses induced by laser shock processing in stainless steels // *Model. Simul. Mater. Sci. Eng.* 2007. N. 15. P. 205—221.
3. **Effect** of laser shock processing on fatigue crack growth of duplex stainless steel / Rubio-González C., Felix-Martinez C., Gomez-Rosas G., et al. // *Mater. Sci. Eng. A.* 2011. N. 528. P. 914—919.
4. **Ruschau J., John R.** Fatigue crack nucleation and growth rate behavior of laser shock peened titanium // *Int. J. Fatigue.* 1999. V. 21. P. 199—209.
5. **Fatigue** behaviour of geometric features subjected to laser shock peening: experiments and modelling / Achintha M., Nowell D., Fufari D., et al. // *Int. J. Fatigue.* 2014. N. 62. P. 171—179.
6. **Сахвадзе Г. Ж.** Конечноэлементное моделирование технологии многократной лазерно-ударно-волновой обработки материалов с использованием метода собственных деформаций // *Проблемы машиностроения и надежности машин.* 2018. № 5. С. 91—98.
7. **Усталостная** долговечность материалов, упрочненных по технологии лазерно-ударно-волновой обработки / Г. Ж. Сахвадзе, П. З. Кавтарадзе, Т. М. Натриашвили, Г. Г. Сахвадзе // *Вестник машиностроения.* 2019. № 10. С. 79—85.
8. **Сахвадзе Г. Ж., Кавтарадзе П. З., Никабадзе М. У.** Использование метода собственных деформаций при моделировании технологий однократной и многократной лазерно-ударно-волновой обработки материалов // *Вестник машиностроения.* 2018. № 7. С. 41—46.
9. **Braisted W., Brockman R.** Finite element simulation of laser shock peening // *Int. J. Fatigue* 1999. V. 21. P. 719—24.
10. **Chahardehi A., Brennan F. P., Steuwer A.** The effect of residual stresses arising from laser shock peening on fatigue crack growth // *Eng. Fract. Mech.* 2010. V. 77. P. 2033—2042.
11. **Microstructural** response and grain refinement mechanism of commercially pure titanium subjected to multiple laser shock peening impacts / Lu J. Z., Wu L. J., Sun G. F. et al. // *Acta Mater.* 2017. V. 127. P. 252—266.
12. **Effects** of laser shock peening on the microstructure and fatigue crack propagation behaviour of thin AA2024 specimens / Kashaev N., Ventzke V., Horstmann M. et al. // *Int. J. Fatigue.* 2017. V. 98. P. 223—233.
13. **Simulation-based** optimization of laser shock peening process for improved bending fatigue life of Ti—6Al—2Sn—4Zr—2Mo alloy / Bhamare S., Ramakrishnan G., Mannava S. R., et al. // *Surf. Coat. Technol.* 2013. V. 232. P. 464—474.
14. **Korsunsky A. M.** Residual elastic strain due to laser shock peening: modelling by eigenstrain distribution // *J. Strain Anal. Eng. Des.* 2006. V. 41 (3). P. 195—204.
15. **Liu Y., Mahadevan S.** Threshold stress intensity factor and crack growth rate prediction under mixed-mode loading // *Eng. Fract. Mech.* 2007. V. 74. P. 332—345.
16. **Anderson T. L., Anderson T. L.** Fracture mechanics: fundamentals and applications. CRC Press. 2005.

А. Е. ПЕРМИНОВ, С. В. БАБИН, кандидаты технических наук (Ступинский филиал МАИ),
e-mail: bsv_sfmai@mail.ru

Оптимизация вектора силы резания при встречном фрезеровании

Исследован процесс встречного фрезерования цилиндрическими и концевыми фрезами. Установлено, что для повышения точности и качества обработки встречным фрезерованием при выборе глубины резания необходимо учитывать диаметр фрезы и ее жесткость.

Ключевые слова: встречное фрезерование, сопряженные поверхности, точность, качество обработки, цилиндрические и концевые фрезы, глубина резания, диаметр фрезы.

The process of counter milling with cylindrical and end mills is investigated. It was found that in order to improve the accuracy and quality of processing by counter milling, when choosing the cutting depth, it is necessary to take into account the diameter of the cutter and its rigidity.

Keywords: counter milling, mating surfaces, accuracy, machining quality, cylindrical and end mills, depth of cut, cutter diameter.

Встречное фрезерование является наиболее распространенным видом обработки резанием и осуществляется цилиндрическими, концевыми (боковой стороной) и дисковыми фрезами, при этом ось инструмента располагается параллельно обрабатываемой поверхности деталей.

Встречным фрезерованием обрабатывают плоские поверхности, выступы и пазы, а также поверхности сложной конфигурации. Основными критериями эффективности технологической операции являются точность обработки и качество обработанной поверхности, т. е. ее шероховатость.

При оптимизации технологического процесса необходимо определить степень влияния значимых факторов на качество обработки и особенности данной технологической операции. При встречном фрезеровании на горизонтальном фрезерном станке заготовка в зависимости от направления силы резания может прижиматься к столу станка или отрываться от него [1], в отличие от попутного фрезерования, при котором заготовка прижимается фрезой к столу станка.

Встречное фрезерование по сравнению с попутным фрезерованием осуществляется с меньшими

вибрациями. Это обусловлено плавным врезанием зубьев фрезы в заготовку, т. е. плавным увеличением толщины срезаемого слоя. Кроме того, при встречном фрезеровании не требуется повышенная жесткость станка в направлении подачи и устранение осевого зазора между ходовым винтом и гайкой механизма подачи стола.

Вектор силы резания определяется углом φ контакта фрезы с заготовкой, который зависит от глубины резания и диаметра фрезы. Чем больше глубина t резания и меньше диаметр D фрезы, тем больше угол контакта (рис. 1):

$$\cos\varphi = (D/2 - t)/(D/2).$$

При большой жесткости фрезы встречное фрезерование на горизонтальном фрезерном станке целесообразно осуществлять так, чтобы заготовка не отрывалась от стола станка, а прижималась к нему, как при попутном фрезеровании. Для этого необходимо, чтобы выполнялось условие

$$t < Dk^2/(1 + k^2),$$

где $k = P_y/P_z$ — коэффициент, зависящий от переднего угла и износа зубьев фрезы [2].

Фреза малой жесткости, например концевая фреза с малым диаметром D большой длины L , например с отношением параметров $L/D > 5$, является наиболее податливым звеном технологической

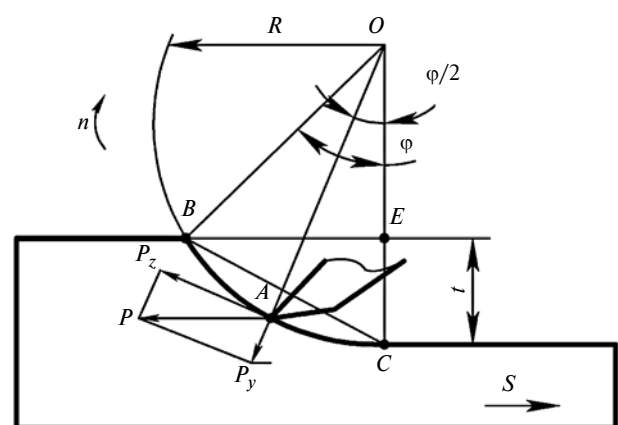


Рис. 1. Схема и параметры процесса фрезерования

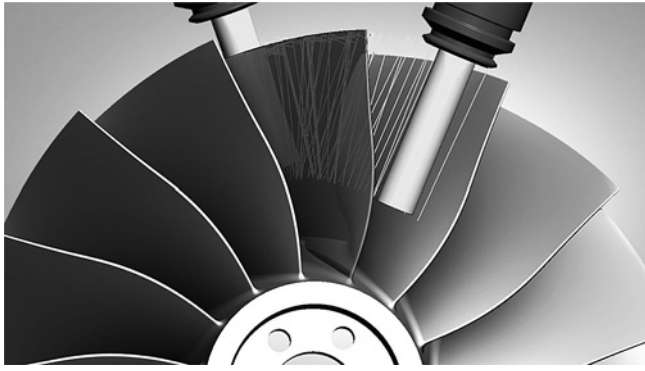


Рис. 2. Обработка высоконапорной ступени компрессора газотурбинного двигателя

системы станок—инструмент—заготовка. Упругие деформации фрезы, возникающие при обработке под действием силы резания, значительно снижают точность обработки, т. е. глубина резания может быть больше или меньше заданной. Поэтому для повышения точности обработки вектор силы резания должен быть параллелен направлению подачи (см. рис. 1), т. е. должно выполняться условие [2, 3]

$$t = Dk^2 / (1 + k^2).$$

Так, при $k = 0,5$ угол контакта фрезы с заготовкой составляет $\varphi = 53^\circ$, а глубина резания $t = 0,2D$.

Выполнение данного условия необходимо при фрезеровании контуров деталей с разными углами

и радиусами сопряжений. При этом радиус фрезы должен отличаться от радиуса сопряжения. В противном случае резко возрастают угол контакта фрезы с заготовкой и глубина резания, что может привести к браку.

Вышеперечисленные особенности встречного фрезерования следует учитывать, например, при изготовлении высоконапорной ступени компрессора газотурбинного двигателя (рис. 2), который представляет собой диск с рабочими лопатками, выполненные как одно целое.

Эффективность обработки встречным фрезерованием обеспечивается комплексной оптимизацией таких параметров, как глубина резания, диаметр фрезы и угол контакта с учетом жесткости технологической системы и вектора силы резания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Игнатов М. Г., Бабин С. В., Перминов А. Е. К вопросу об изменении вектора вертикальной составляющей силы резания при встречном фрезеровании // Вестник машиностроения. 2006. № 1. С. 75, 76.
2. Игнатов М. Г., Перминов А. Е., Прокофьев Е. Ю. Влияние вектора вертикальной силы резания на точность и шероховатость обрабатываемой поверхности при встречном фрезеровании // Вестник машиностроения. 2008. № 9. С. 49, 50.
3. Перминов А. Е., Бабин С. В., Прокофьев Е. Ю. Особенности фрезерования деталей концевыми фрезами // Вестник машиностроения. 2017. № 12. С. 57, 58.

Метод прогнозирования снижения силы резания при токарной обработке заготовок из конструкционных сплавов с применением СОЖ

Разработан метод прогнозирования снижения силы резания при токарной обработке разных сплавов с применением СОЖ без станочных испытаний. Получены зависимости изменения силы резания от эксплуатационных показателей СОЖ.

Ключевые слова: токарная обработка, СОЖ, смазочные свойства, охлаждение, сила резания.

A method is developed for predicting a decrease in cutting force during turning of various alloys using coolant without machine tests. The dependences of the change in the cutting force on the performance of the coolant are obtained.

Keywords: turning processing, coolant, lubricating properties, cooling, cutting force.

Обеспечение требуемой точности размеров деталей при изготовлении является одной из основных целей, для достижения которой при токарной обработке используют современный режущий инструмент, вспомогательное оборудование, рациональные режимы резания, оптимальную стратегию обработки и смазочно-охлаждающие жидкости (СОЖ). Все это позволяет повысить точность исполнительных движений станка и уменьшить усилия, возникающие при обработке, т. е. повысить точность заготовки. Проведенные исследования показали, что существенное влияние на силы резания (от 10 до 50 %) оказывают СОЖ [1–4]. Проблему представляет выбор наиболее эффективной СОЖ из множества представленных на рынке и

оценка возможности уменьшения силы резания и деформации обрабатываемой заготовки. В настоящее время на производстве СОЖ выбирают, основываясь на рекомендациях фирм-производителей или личном опыте применения нескольких марок СОЖ. Несмотря на существование различных методик оценки и выбора СОЖ, они не позволяют прогнозировать снижение силы резания без станочных испытаний [5–10].

Цель данной работы — разработка методики прогнозирования степени снижения силы резания при применении СОЖ без проведения трудоемких станочных испытаний. Для достижения цели необходимо экспериментально установить силу резания при обработке, а также зависимости полученных результатов от показателей основных функциональных действий СОЖ. Эти зависимости позволяют выбрать эффективную СОЖ без станочных испытаний, основываясь лишь на расчетах и предварительных лабораторных испытаниях. Отметим, что поставленная цель наиболее актуальна при обработке нежестких заготовок, так как при их низкой конструктивной жесткости часто недостаточно применения технических приспособлений и рациональных режимов резания. Поэтому применение эффективной СОЖ значительно повысит вероятность получения требуемой точности детали без доработки.

Для реализации поставленной цели необходимо: экспериментально исследовать влияние СОЖ на силу резания при токарной обработке заготовок из разных сплавов;

экспериментально оценить основные функциональные действия применявшихся СОЖ и установить зависимости снижения силы резания от этих действий;

оценить достоверность прогнозирования снижения силы резания при применении СОЖ.

Для оценки технологической эффективности СОЖ предлагается запатентованный коэффициент [11–13]:

$$K_{\text{СОЖ}} = P_{\text{СОЖ}}/P_{\text{без СОЖ}},$$

где $P_{\text{СОЖ}}$ и $P_{\text{без СОЖ}}$ — силы резания соответственно с применением СОЖ и без СОЖ, Н.

Согласно справочной литературе [1] основными функциональными действиями СОЖ являются смазочное и охлаждающее. Именно эти действия СОЖ оцениваются в работе.

Смазочное действие СОЖ оценивается коэффициентом, который рассчитывали по формуле

$$K_{\text{см}} = f_{\text{СОЖ}}/f_{\text{без СОЖ}},$$

где $f_{\text{СОЖ}}$ и $f_{\text{без СОЖ}}$ — коэффициенты трения при применении СОЖ и без СОЖ.

Смазочное действие СОЖ тем эффективнее, чем меньше величина $K_{\text{см}}$.

Охлаждающее действие СОЖ оценивается коэффициентом, который рассчитывали по формуле

$$K_{\text{охл}} = V_{\text{без СОЖ}}/V_{\text{СОЖ}},$$

где $V_{\text{без СОЖ}}$ и $V_{\text{СОЖ}}$ — скорости охлаждения датчика температуры без СОЖ (на воздухе) и с применением СОЖ, °С/с.

Охлаждающее действие СОЖ тем эффективнее, чем меньше величина $K_{\text{охл}}$ [13].

На основании полученных данных разработали методику, позволяющую выбирать СОЖ для токарной обработки нежестких заготовок без проведения станочных испытаний.

Зависимости $K_{\text{СОЖ}} = f(K_{\text{см}}; K_{\text{охл}})$ определяли в программе STATISTICA v. 10.0, позволяющей строить поверхности отклика в зависимости от двух переменных.

Для исследований использовали заготовки из наиболее распространенных сплавов с разной обрабатываемостью резанием: титановый сплав ВТ3-1; жаропрочный сплав ХН77ТЮР; сталь 45; алюминиевый сплав Д16. Режущие инструменты изготовили из следующих материалов: ВК6-ОМ (группа К10) для сплавов ВТ3-1 и ХН77ТЮР; Т15К6 (группа Р10) для стали 45 и сплава Д16. Геометрия режущих пластин: $\gamma = 5^\circ$, $\varphi = 95^\circ$, $\alpha = 0^\circ$, $\varepsilon = 80^\circ$ (пластины без задних углов).

В исследованиях применяли марки СОЖ, наиболее используемые в Омске и Омской области при токарных операциях: водоземлюсионные 10 %-е СОЖ: Смальта-3, Смальта-3*ЕР, Биосил М, AddinolWN430, Blasocut 2000, Blasocut 4000, Росойл-500; полусинтетическую 10 %-ю СОЖ: Смальта-11; синтетические 10 %-е СОЖ: Биосил С, Isog grind-130ЕР; 1,5 %-й водный раствор кальцинированной соды (в.р.к.с.). Кроме того, для сравнения результатов исследования проводили и без СОЖ.

Эксперименты выполняли на токарном станке ФТ-11 повышенной точности при режимах резания заготовок:

из сплава ВТ3-1 — скорость резания $V = 31$ и 49 м/мин, глубина резания $t = 1$ мм, подача $S = 0,1, 0,19$ и $0,38$ мм/об;

из сплава ХН77ТЮР — $V = 20$ и 40 м/мин, $t = 1$ мм, $S = 0,05, 0,1$ и $0,19$ мм/об;

из стали 45 — $V = 35$ и 57 м/мин, $t = 1$ мм, $S = 0,1, 0,19$ и $0,38$ мм/об;

из сплава Д16 — $V = 79$ и 157 м/мин, $t = 1$ мм, $S = 0,1, 0,19$ и $0,38$ мм/об.

Для испытаний использовали заготовки длиной 100 мм и диаметром 25 мм. При таком соотношении длины и диаметра заготовка подвергается упругим деформациям, что сказывается на ее разме-

рах при точении. В то же время данное соотношение длины и диаметра обеспечивает обработку без вибраций, вызывающих образование волнистой поверхности.

Смазочное действие СОЖ исследовали на машине трения ИИ 5018; охлаждающее действие — на разработанном и запатентованном стенде. Результаты проведенных исследований приведены в табл. 1, а полученные поверхности отклика — на рис. 1 [13].

Поверхности отклика описываются выражениями, также полученными в программе STATISTICA v. 10.0 [13]:

для стали 45

$$K_{\text{СОЖ}} = -65,0929 + 20,7155K_{\text{см}} + 630,9244K_{\text{охл}} - 0,8755K_{\text{см}}^2 - 102,5885K_{\text{см}}K_{\text{охл}} - 1506,3499K_{\text{охл}}^2 ;$$

для алюминиевого сплава Д16

$$K_{\text{СОЖ}} = -31,8491 + 5,2524K_{\text{см}} + 323,3855K_{\text{охл}} - 2,0387K_{\text{см}}^2 - 14,3848K_{\text{см}}K_{\text{охл}} - 806,3798K_{\text{охл}}^2 ;$$

для титанового сплава ВТ3-1

$$K_{\text{СОЖ}} = 20,1119 + 21,4728K_{\text{см}} - 322,1028K_{\text{охл}} - 3,88K_{\text{см}}^2 - 66,0574K_{\text{см}}K_{\text{охл}} + 1024,3729K_{\text{охл}}^2 ;$$

для жаропрочного сплава ХН77ТЮР

$$K_{\text{СОЖ}} = -21,558 + 50,9373K_{\text{см}} - 7,2656K_{\text{охл}} - 33,418K_{\text{см}}^2 + 52,903K_{\text{см}}K_{\text{охл}} - 106,2068K_{\text{охл}}^2 .$$

Установленные зависимости обеспечивают прогнозирование снижения силы резания при применении СОЖ и ее выборе, максимально снижающей силы резания при точении нежестких заготовок из испытанных сплавов при рациональных режимах резания. Расчеты дают прогноз относительного снижения силы резания, а значит, и относительно уменьшения деформации.

Полученные закономерности нуждаются в экспериментальной проверке для подтверждения их достоверности. Поэтому необходимо измерить деформацию обрабатываемой заготовки при точении нежестких заготовок из выбранных авиационных сплавов с применением СОЖ и без нее. С этой целью провели испытания на токарном станке ИТ-42 при применявшихся ранее режимах обработки. Однако для уменьшения деформации заготовок ввиду их малого диаметра глубину резания приняли в 2 раза меньшей, применявшейся ранее для стали 45 и сплава Д16, и в 4 раза меньшей для сплавов ВТ3-1 и ХН77ТЮР. Подачу при точении заготовки из сплава ВТ3-1 приняли равной 0,1 мм/об для уменьшения шероховатости обработанной поверхности. Использовали заготовки диаметром до 25 мм и с длиной вылета 100 мм (рис. 2).

В испытаниях использовали СОЖ марки Addinol Penta-Cool WM440, не применявшуюся в предыдущих исследованиях. Физические свойства СОЖ взяты из каталога: плотность 970 кг/м³ (при 20 °С), кинематическая вязкость 190 мм²/с (при 20 °С).

Далее расчетом определили коэффициенты $K_{\text{см}}$. Коэффициенты $K_{\text{охл}}$ определили экспериментально. Для каждого из сплавов заготовки рассчитали коэффициенты $K_{\text{СОЖ}}$.

Таблица 1

Результаты экспериментов

СОЖ	Обрабатываемый материал								$K_{\text{охл}}$
	Сталь 45		Д16		ВТ3-1		ХН77ТЮР		
	$K_{\text{СОЖ}}$	$K_{\text{см}}$	$K_{\text{СОЖ}}$	$K_{\text{см}}$	$K_{\text{СОЖ}}$	$K_{\text{см}}$	$K_{\text{СОЖ}}$	$K_{\text{см}}$	
1,5 %-й в. р. к. с.	0,66	2,19	0,95	0,54	1,03	0,98	0,97	0,94	0,18
Blasocut 2000	0,80	0,44	0,86	0,13	0,97	1,25	1,08	0,88	0,20
Blasocut 4000	0,80	0,47	0,88	0,15	0,89	1,20	0,93	0,88	0,20
Isogrind-130EP	0,78	0,40	0,76	0,13	0,99	1,24	0,97	0,90	0,20
Смальта-3	0,64	0,44	0,81	0,18	0,92	1,27	1,04	0,90	0,21
Смальта-3*EP	0,71	0,41	0,70	0,14	0,97	1,27	1,05	0,89	0,19
Смальта-11	0,58	0,47	0,76	0,25	1,00	1,00	0,91	0,85	0,18
Addinol WN430	0,53	0,32	0,63	0,11	1,14	1,25	1,07	0,88	0,19
Росойл-500	0,56	0,30	0,63	0,10	1,18	1,25	0,98	0,90	0,21
Биосил С	0,62	0,43	1,12	0,55	1,00	1,10	0,98	0,94	0,18
Биосил М	0,76	0,49	0,68	0,13	1,13	1,11	0,99	0,96	0,19

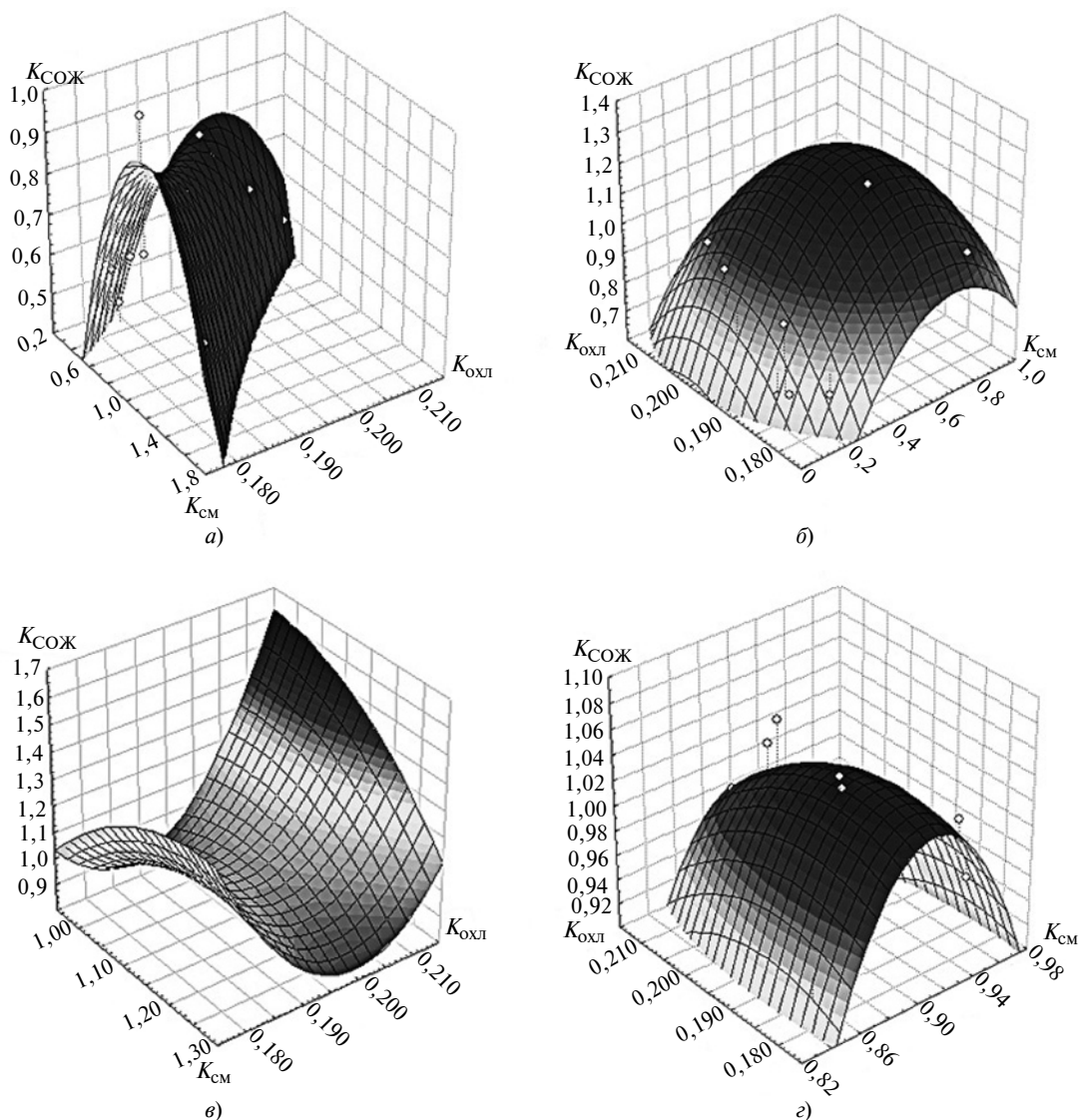


Рис. 1. Поверхности отклика функции $K_{COЖ} = f(K_{СМ}; K_{ОХЛ})$ для стали 45 (а), сплава Д16 (б), сплава ВТ3-1 (в), сплава ХН77ТЮР (з)

После одного прохода резца микрометром измеряли диаметры заготовки у торца (d_r) и у кулачков патрона (d_k). При этом деформацию определяли как половину разности диаметров у торца и у кулачков. Зная деформацию, рассчитали радиальную составляющую P_y силы резания по формуле

$$P_y = \frac{3 E f_{\Pi} \pi D_3^4 10^3}{64 l_3^3}, \quad (1)$$

где E — модуль упругости первого рода (модуль Юнга), ГПа; f_{Π} — деформация заготовки, мм; D_3 — диаметр заготовки, мм; l_3 — длина вылета заготовки, мм.

Модули Юнга для материалов обрабатываемых заготовок взяты из справочника: 200 ГПа для стали 45; 72 ГПа для сплава Д16; 115 ГПа для сплава ВТ3-1; 196 ГПа для сплава ХН77ТЮР.

Согласно формуле (1) при расчете величина коэффициента $K_{COЖ}$ равна отношению стрел прогиба с применением СОЖ и без СОЖ при совпадении диаметров заготовок. Результаты испытаний приведены в табл. 2.

Полученные результаты показали, что применение СОЖ марки Addinol Penta-Cool WM440 при то-

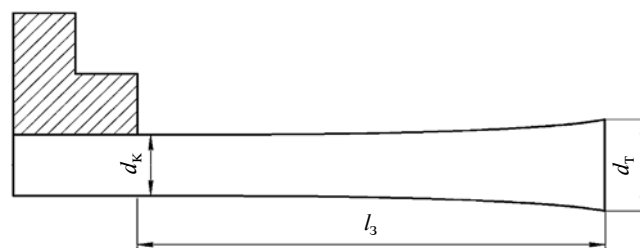


Рис. 2. Схема определения деформации заготовки по разности диаметров $\Delta d = d_r - d_k$

Результаты влияния СОЖ на деформацию заготовки

Материал заготовки	d_k , мм	d_t , мм	$d_k - d_t$, мм	P_y , Н	$K_{СОЖ}$ (эксп.)	$K_{СОЖ}$ (расч.)
Сталь 45	24,154	24,318	0,164	967	0,86	0,80
	24,154	24,295	0,141	832		
Д16	23,478	23,646	0,168	320	0,85	0,89
	23,478	23,620	0,142	271		
ВТЗ-1	17,504	18,023	0,519	462	0,97	0,93
	17,504	18,009	0,505	449		
ХН77ТЮР	16,713	16,798	0,085	108	1,11	1,02
	16,713	16,807	0,094	119		

Примечания: 1. эксп. и расч. — экспериментальное и рассчитанное по разработанной программе значения. 2. В числителе приведены данные без применения СОЖ, в знаменателе — с применением.

карной обработке с рациональными режимами резания позволяет уменьшить деформацию заготовок из стали 45 и сплавов Д16 и ВТЗ-1. При точении заготовки из сплава ХН77ТЮР деформация повышается на 11 %. Оценив экспериментальные и расчетные значения коэффициента $K_{СОЖ}$, можно сделать вывод, что его величина отличается от расчетной с погрешностью 9 %.

Таким образом, предлагаемую методику прогнозирования снижения силы резания при токарной обработке с применением СОЖ можно считать достоверной.

Для автоматизации выбора СОЖ на основании предложенного алгоритма и полученных математических зависимостей разработали компьютерную программу, зарегистрированную под названием "Подбор СОЖ" (свидетельство о регистрации электронного ресурса № 22349 ИУО РАО ОФЭРНиО) [14].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Смазочно-охлаждающие** технологические средства и их применение при обработке резанием: Справочник / Под общ. ред. Л. В. Худобина. М.: Машиностроение, 2006. 544 с.
2. **Quantitative** analysis of cooling and lubricating effects of graphene oxide nanofluids in machining titanium alloy Ti6Al4V / G. Li, S. Yi, N. Li, et al. // Journal of materials processing technology. 2019. V. 271. P. 584—598.
3. **Ranjan P., Hiremath S. S.** Role of textured tool in improving machining performance: A review // Journal of manufacturing processes. 2019. V. 43. P. 47—73.
4. **Effects** of internal cooling channel structures on cutting forces and tool life in side milling of H13 steel under cryogenic minimum quantity lubrication condition / C. Zhang, S. Zhang, X. Yan, Q. Zhang // International journal of advanced manufacturing technology. 2016. V. 83. N. 5—8. P. 975—984.
5. **Бутримова О. В.** Автоматизация выбора смазочно-охлаждающих технологических средств и систем их при-

менения в машиностроении на основе интегральной базы данных: Дисс. ... канд. техн. наук: 05.13.06. М., 2010. 181 с.

6. **Cica D., Kramar D.** Multi-objective optimization of high-pressure jet-assisted turning of Inconel 718 // International journal of advanced manufacturing technology. 2019. V. 105. N. 11. P. 4731—4745.

7. **A comprehensive** review on minimum quantity lubrication (MQL) in machining processes using nano-cutting fluids / Z. Said, M. Gupta, H. Hegab, et al. // International journal of advanced manufacturing technology. 2019. V. 105. N. 5—6. P. 2057—2086.

8. **Analysis** of the surface roughness and cutting tool wear using a vapor compression assisted cooling system to cool the cutting fluid in turning operation / R. P. Araujo, T. L. Rolim, C. A. Oliveira, et al. // Journal of manufacturing processes. 2019. V. 44. P. 38—46.

9. **Performance** evaluation of vegetable-based cutting fluids in turning of AISI 1050 steel / D. O. A. Carvalho, L. R. R. da Silva, L. Sopchenski, et al. // International journal of advanced manufacturing technology. V. 103. N. 1—4. P. 1603—1619.

10. **Comparative** study on lubricating and cooling conditions in the drilling process of electrolytic copper / J. C. C. Rubio, B. A. Rezende, L. M. G. Vieira, et al. // International journal of advanced manufacturing technology. V. 101. N. 9—12. P. 2633—2641.

11. **Влияние** смазочно-охлаждающей жидкости на силы резания при токарной обработке титанового сплава ВТЗ / А. А. Ражковский, А. Г. Кисель, Д. С. Реченко, А. А. Федоров // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. 2013. № 1 (117). С. 101—104.

12. **Пат. 2528294 Рос. Федерация:** МПК В 23 Q 11/10. Способ оценки эффективности смазочно-охлаждающей жидкости (СОЖ), используемой при резании материала.

13. **Программа** подбора СОЖ для токарной обработки: Отчет о НИР / ФГБОУ ВО "Омский государственный технический университет"; Рук. Кисель А. Г. Омск, 2016. 39 с. № ГР АААА-Б17-217021470118-0.

14. **Свидетельство** о регистрации электронного ресурса № 22349 ФГБНУ ИУО РАО, ОФЭРНиО. Подбор СОЖ / Кисель А. Г., Реченко Д. С. — № 50201650523 заявл. 15.12.2016; опублик. 07.12.2016.

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

Математическое моделирование влияния параметров режима резания на качество обрабатываемых поверхностей из алюминиевых сплавов

Предложен алгоритм разработки математической модели обработки резанием, как многофакторного процесса, определяющей влияние значимых параметров режима резания на шероховатость обработанной поверхности. В разработке алгоритма использовали метод экстремального планирования эксперимента.

Ключевые слова: резание, режим, технологический процесс, шероховатость поверхности, математическая модель.

An algorithm for the development of a mathematical model of cutting processing, as a multifactorial process, which determines the influence of significant parameters of the cutting mode on the roughness of the processed surface, is proposed. In the development of the algorithm, the method of extreme experimental design is used.

Keywords: cutting, mode, manufacturing process, surface roughness, mathematical model.

Основной задачей при обработке резанием является обеспечение заданного качества обработанных поверхностей при высокой производительности.

Обработка материалов резанием относится к многофакторному процессу, в котором исследуемый параметр зависит одновременно от нескольких контролируемых или неконтролируемых факторов. Поэтому при изучении данного процесса целесообразно использовать вероятностно-статистический алгоритм и в экспериментах применять методологию его планирования, которая базируется на теории математической статистики, например при исследовании шероховатости обработанной поверхности при обеспечении требуемой производительности [1].

Решение поставленной задачи заключается в определении оптимальных параметров режима резания, обеспечивающих заданное качество обработанных поверхностей.

Цель настоящей работы — получение степенной зависимости для параметра шероховатости поверхности от параметров режима обработки на основании экспериментального исследования процесса резания в условиях предприятия АО "НПО автоматики".

Степенная зависимость параметра Ra шероховатости поверхности содержит три независимых фак-

тора: скорость резания v , подачу S за оборот, глубину t резания [2]:

$$Ra = C v^\alpha S^\beta t^\gamma, \quad (1)$$

где C , α , β , γ — коэффициенты.

Прологарифмировав зависимость (1), получим:

$$\ln(Ra) = \ln(C) + \alpha \ln(v) + \beta \ln(S) + \gamma \ln(t). \quad (2)$$

В многофакторном эксперименте использовали заготовку в виде плиты из сплава АМгб (ГОСТ 4784—97). Исследование проводили на фрезерном широкоуниверсальном станке 675. В качестве режущего инструмента использовали концевую фрезу из быстрорежущей стали Р6М5 с диаметром $d = 25$ мм и углами: главный в плане $\varphi = 60^\circ$; наклон режущей кромки $\lambda = 5^\circ$; передний $\gamma = 10^\circ$.

Так как зависимость (1) является степенной функцией с тремя переменными, то уравнение (2) можно представить в виде полинома первой степени, в котором учитываются линейные эффекты [3—5]. Для трех факторов полином имеет вид:

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3, \quad (3)$$

где $y = \ln(Ra)$ — выборочная оценка функции отклика для параметра Ra ; b_0 , b_1 , b_2 , b_3 — коэффициенты регрессии; x_1 , x_2 , x_3 — коды факторов v , S и t .

Корректность применения зависимости (1) можно определить проверкой адекватности уравнения (3). Для этого необходимо сначала определить граничные условия для каждого фактора.

Уровни и интервалы варьирования факторов, принятые для экспериментального исследования, а также коды x_1 , x_2 , x_3 значений факторов приведены в табл. 1.

Уровни факторов и интервалы варьирования выбрали по результатам предварительного эксперимента, руководствуясь данными из справочной литературы и возможностями имеющегося оборудования при окончательном фрезеровании детали из заданного материала [6, 7].

Таблица 1

Уровни и интервалы варьирования факторов

Параметр	Фактор (обозначение)		
	v , м/мин (x_1)	S , мм/об (x_2)	t , мм (x_3)
Интервал	25	10	1
Уровень (код):			
верхний (+ 1)	130	0,2	1
основной (0)	105	0,15	0,75
нижний (-1)	82	0,1	0,5

Таблица 2

Матрица полного факторного эксперимента типа 2^3 и результаты

Номер опыта	x_0	x_1	x_2	x_3	x_1x_2	x_1x_3	x_2x_3	y , мкм
1	+	-	-	-	+	+	+	1,98
2	+	+	-	-	-	-	+	2,00
3	+	-	+	-	-	+	-	2,88
4	+	+	+	-	+	-	-	3,25
5	+	-	-	+	+	-	-	2,22
6	+	+	-	+	-	+	-	2,30
7	+	-	+	+	-	-	+	3,05
8	+	+	+	+	+	+	+	3,38

Для связи кодовых значений факторов с их натуральными величинами использовали следующие зависимости:

$$x_1 = \frac{2(\ln(v) - \ln 130)}{\ln 130 - \ln 82} - 1; \quad (4)$$

$$x_2 = \frac{2(\ln(S) - \ln 0,2)}{\ln 0,2 - \ln 0,1} - 1; \quad (5)$$

$$x_3 = \frac{2(\ln(t) - \ln 1)}{\ln 1 - \ln 0,5} - 1. \quad (6)$$

Для определения коэффициентов регрессии в зависимости (3) был спланирован полный факторный эксперимент типа 2^3 , где параметр 3 — число факторов в зависимости (1), 2 — варьирование данных факторов на двух уровнях [8, 9].

Матрица планирования полного факторного эксперимента вида 2^3 и результаты измерений высот микронеровностей представлены в табл. 2.

Все измерения параметра Ra шероховатости исследуемой поверхности во всех восьми опытах осуществляли с помощью профилометра SurfTest SJ-301.

Экспериментальными исследованиями были определены коэффициенты регрессии по зависимостям, которые учитывают в уравнении (3) значение свободного члена b_0 и линейные эффекты в виде коэффициентов b_1, b_2, b_3 [8, 9].

Зависимости, определяющие данные коэффициенты, и их окончательные значения:

$$b_0 = \frac{\sum_{j=1}^N y_j}{N} = \frac{2,2 + 1,98 + 2,6 + 3,38 + 2,25 + 2,15 + 3,07 + 3,5}{8} = 2,63;$$

$$b_1 = \frac{\sum_{j=1}^N x_{1j}y_j}{N} = \frac{-2,2 + 1,98 - 2,6 + 3,38 - 2,25 + 2,15 - 3,07 + 3,5}{8} = 0,10;$$

$$b_2 = \frac{\sum_{j=1}^N x_{2j}y_j}{N} = \frac{-2,2 - 1,98 + 2,6 + 3,38 - 2,25 - 2,15 + 3,07 + 3,5}{8} = 0,51;$$

$$b_3 = \frac{\sum_{j=1}^N x_{3j}y_j}{N} = \frac{-2,2 - 1,98 - 2,6 - 3,38 + 2,25 + 2,15 + 3,07 + 3,5}{8} = 0,11.$$

С учетом полученных коэффициентов регрессии полином (3) примет вид:

$$y = 2,63 + 0,10x_1 + 0,51x_2 + 0,11x_3. \quad (7)$$

Далее оценивали статистическую значимость всех коэффициентов в зависимости (7). Для этого достаточно определить дисперсию S_y^2 параметра оптимизации по числу параллельных опытов и адекватность математической модели по критерию Фишера F [4, 5, 10, 11].

Для определения дисперсии параметра оптимизации провели четыре параллельных опыта ($m = 4$) при нахождении факторов на основном уровне (см. табл. 1). Полученные значения параметра Ra , его отклонения от средних значений ($Ra - Ra_{cp}$) и квадраты этих отклонений приведены в табл. 3, среднее значение параметра шероховатости поверхности $Ra_{cp} = \frac{\sum Ra_i}{3} = 2,707$.

Дисперсию параметра Ra определяет зависимость [5, 10, 11]

$$S_y^2 = \frac{\sum (Ra - Ra_{cp})^2}{m - 1}. \quad (8)$$

В соответствии с данными табл. 3 имеем: $\sum (Ra - Ra_{cp})^2 = 0,00447$. Из формулы (8) получили $S_y^2 = 0,0022$.

Далее для восьми независимых опытов средняя квадратичная ошибка S_b в определении всех коэффициентов в уравнении регрессии (3) составит:

$$S_b = \sqrt{S_y^2 / N} = 0,017.$$

Доверительный интервал для коэффициентов в уравнении регрессии (3) определяем по формуле

Таблица 3

Данные для расчета дисперсии исследуемого объекта

Номер опыта	Ra , мкм	$(Ra - Ra_{cp})$	$(Ra - Ra_{cp})^2$
1	2,69	-0,017	0,000278
2	2,76	0,053	0,002844
3	2,67	-0,037	0,001344

Таблица 4

Вспомогательные данные для расчета дисперсии адекватности

Номер опыта	$Ra_{э}$, мкм	$Ra_{р}$, мкм	$(Ra_{э} - Ra_{р})$	$(Ra_{э} - Ra_{р})^2$
1	1,98	1,92	0,060	0,0036
2	2,00	2,12	-0,120	0,0144
3	2,88	2,94	-0,055	0,0030
4	3,25	3,14	0,115	0,0132
5	2,22	2,13	0,090	0,0081
6	2,30	2,33	-0,030	0,0009
7	3,05	3,15	-0,095	0,0090
8	3,38	3,35	0,035	0,0012

[8, 9] $\Delta b = \pm(t_{q,f} S_b)$, где $t_{q,f}$ — критерий Стьюдента, который необходим для отсеивания сомнительных результатов при определении коэффициентов в уравнении регрессии. Значение данного критерия при 5 %-м уровне значимости и числе степеней свободы модели $f = m - 1 = 3 - 1 = 2$ составит $t_{q,f} = 4,3$. Следовательно, доверительный интервал для коэффициентов в уравнении (2) $\Delta b = \pm 0,073$.

Ввиду неоднозначного влияния коэффициентов на результат из зависимости (1) их целесообразно исключить.

С учетом результатов статистического анализа значимости коэффициентов уравнение регрессии будет иметь вид:

$$y = 2,63 + 0,10x_1 + 0,51x_2 + 0,11x_3. \quad (9)$$

При оценке адекватности предложенной зависимости использовали критерий Фишера F . Табличное значение критерия Фишера определили по числу степеней свободы математической модели: $F_T = 5\%$.

По условию адекватности модели расчетный критерий Фишера должен быть меньше табличного значения критерия [5]:

$$F_p \leq F_T. \quad (10)$$

Сначала определили дисперсию $S_{ад}^2$ адекватности по экспериментальным данным и результатам расчета (табл. 4) [8]:

$$S_{ад}^2 = \frac{\sum (Ra_{э} - Ra_{р})^2}{f},$$

где f — число степеней свободы математической модели; $Ra_{э}$ и $Ra_{р}$ — экспериментальные и расчетные значения параметра шероховатости обработанной поверхности.

При $N = 8$ и числе факторов $k = 3$ в математической модели дисперсия адекватности составит:

$$S_{ад}^2 = \frac{0,0535}{N - (k + 1)} = 0,013.$$

Расчетное значение критерия Фишера определили по дисперсии $S_{ад}^2$ адекватности и дисперсии S_y^2 параметра оптимизации: $F_p = S_{ад}^2 / S_y^2 = 5,9$.

Табличный критерий Фишера для большей дисперсии при числе степеней свободы $f_1 = 4$ и для меньшей дисперсии при $f_2 = 2$ принимает значение

$F_T = 19,3$ [8, 9]. Следовательно, условие (10) выполняется и математическая модель (9) адекватная.

Для получения окончательного уравнения регрессии перешли от кодированных факторов к натуральным величинам. Для этого в уравнение (9) подставили формулы (4)–(6) с численными значениями из табл. 1. Уравнение (9) было преобразовано в степенную зависимость, которая определяет влияние параметров режима резания на шероховатость обработанной поверхности [12]:

$$Ra = 8,7v^{0,4}S^1,5t^{0,3},$$

анализ которой показал, что при окончательной обработке алюминиевого сплава концевой фрезой наибольшее влияние на параметр Ra шероховатости поверхности оказывает подача режущего инструмента.

Предложенная математическая модель достоверно отражает процесс обработки алюминиевого сплава концевой фрезой. Данный метод можно использовать при отсутствии справочных данных при автоматизированном выборе режима обработки плоских поверхностей корпусных заготовок из алюминиевых сплавов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Комиссаров В. И., Леонтьев В. И.** Точность, производительность и надежность в системе проектирования технологических процессов. М.: Машиностроение, 1985. 224 с.
2. **Влияние режимов резания на шероховатость обработанной поверхности капролона при точении** // Г. А. Бобровников, П. П. Ананов, Н. И. Житник и др. // Технология и автоматизация машиностроения. Вып. 7. Киев: Техника, 1971. С. 127–148.
3. **Адлер Ю. П., Маркова Е. В., Грановский Ю. В.** Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М.: Наука, 1976. 280 с.
4. **Налимов В. В., Чернова Н. А.** Статистические методы планирования экстремальных экспериментов. М.: Наука, 1965. 398 с.
5. **Налимов В. В.** Теория эксперимента. М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1971. 208 с.
6. **Прогрессивные режущие инструменты и режимы резания металлов:** Справочник / В. И. Баранчиков, А. В. Жаринов, Н. Д. Юдина и др.: под ред. В. И. Баранчикова. М.: Машиностроение, 1990. 399 с.
7. **Гузев В. И., Батуев В. А., Сурков И. В.** Режимы резания для токарных и сверлильно-фрезерно-расточных станков с числовым программным управлением: Справочник / Под ред. В. И. Гузеева. М.: Машиностроение, 2007. 368 с.
8. **Спиридонов А. А.** Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов. М.: Машиностроение, 1981. 184 с.
9. **Спиридонов А. А., Васильев Н. Г.** Планирование эксперимента при исследовании и оптимизация технологических процессов. Свердловск: УПИ, 1975. 140 с.
10. **Солонин С. И.** Математическая статистика в технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 1972. 215 с.
11. **Смирнов Н. В., Дунин-Барковский И. В.** Курс теории вероятностей и математической статистики для технических приложений. М.: Наука, 1969. 511 с.
12. **Шуп Т.** Решение инженерных задач на ЭВМ: Практическое руководство. М.: Мир, 1982. 237 с.

А. Ю. КАРПАЧЕВ, д-р техн. наук, **А. С. ВОЯКИН**, канд. техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
e-mail: karpachevay@bmstu.ru

Усталостная прочность дискового режущего инструмента роботизированного оборудования

Рассмотрено пространственное вращение модели режущего диска роботизированного узла. Установлена связь напряжений в диске с кинематикой сферического движения. Предложен критерий усталостной прочности диска роботизированного оборудования.

Ключевые слова: круглая пила, диск, частота вращения, силы инерции.

The spatial rotation of the robotic unit cutting disk model is considered. The connection between the stresses in the disk and the kinematics of spherical motion is established. A criterion for the fatigue strength of a disk of robotic equipment is proposed.

Keywords: circular saw, disc, rotation frequency, inertial forces.

Важной задачей мехатроники и робототехники является создание интеллектуальных машин и движущихся систем [1]. Автоматизация технологических процессов в станкостроении и машиностроении осуществляется с помощью оборудования, содержащего мехатронные модули [2]. Эффективная и надежная работа роботизированных узлов зависит от оптимальности режимов их эксплуатации в заданном технологическом процессе [3] и возможности моделирования динамического поведения конструкции [4, 5]. Это связано с тем, что обработка материалов дисковыми режущими инструментами на роботизированном оборудовании имеет ряд особенностей, которые следует учитывать еще на подготовительном этапе их работы.

Круглая пила или отрезная фреза в зависимости от операции резания занимает разное положение относительно обрабатываемой заготовки, поэтому в роботизированных комплексах дисковый инструмент в рабочем состоянии совершает сложные движения в пространстве, включая относительное и переносное вращения вокруг пересекающихся осей. При этом инструменту, вращающемуся с частотой холостого хода в относительном движении, придается переносное вращательное движение для ориентации к зоне резания. Рабочая частота вращения при резании может достигать 5000 мин^{-1} .

В целях повышения производительности обработки (сокращения времени подготовительных операций) необходимо увеличивать скорости переносного движения при обязательном учете динамических и прочностных свойств диска инструмента.

Схема движений диска инструмента при сложном вращении приведена на рис. 1, а [6], на котором показана лабораторная установка, сообщающая упругому (резиновому) диску 1 переносное и относительное вращательные движения вокруг взаимно перпендикулярных пересекающихся осей Y и Z. Вращающийся диск испытывает изгиб, причем верхняя и нижняя его части отклоняются в разные стороны. Можно заключить, что действующие на диск распределенные силы инерции вызывают в нем циклические изгибно-крутильные напряжения, частота изменения которых определяется скоростью собственного (относительного) вращения диска. На практике работоспособность таких элементов конструкций зависит от усталостной прочности, запас которой определяется отношением предела σ_{-1} выносливости материала диска к амплитуде возникающего эквивалентного напряжения $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ цикла [7, 8]:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2 - \sigma_r \sigma_\theta + 3\tau_{\theta r}^2}, \quad (1)$$

где σ_r , σ_θ и $\tau_{\theta r}$ — соответственно радиальные, окружные и касательные напряжения в сечениях диска.

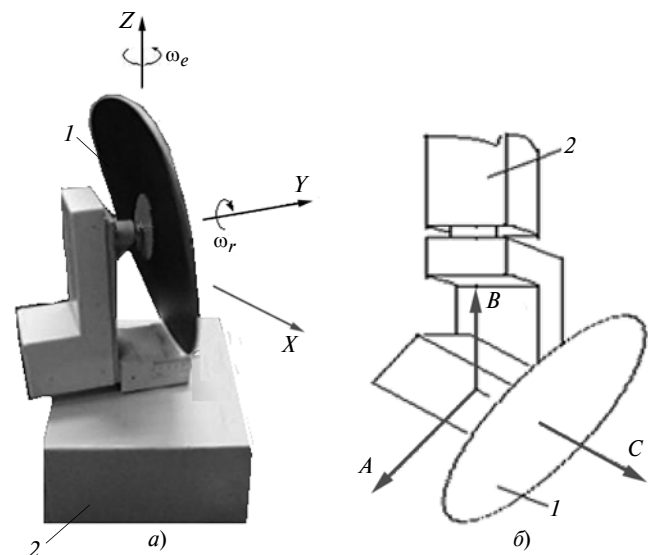


Рис. 1. Лабораторная установка (а) и принципиальная схема роботизированного пильного мотор-шпинделя ОЦ (б):

1 — пильный диск; 2 — корпус роботизированного узла; круговые стрелки показывают направления относительного вращения с угловой скоростью (частотой) ω_r и переносного вращения с угловой скоростью (частотой) ω_e

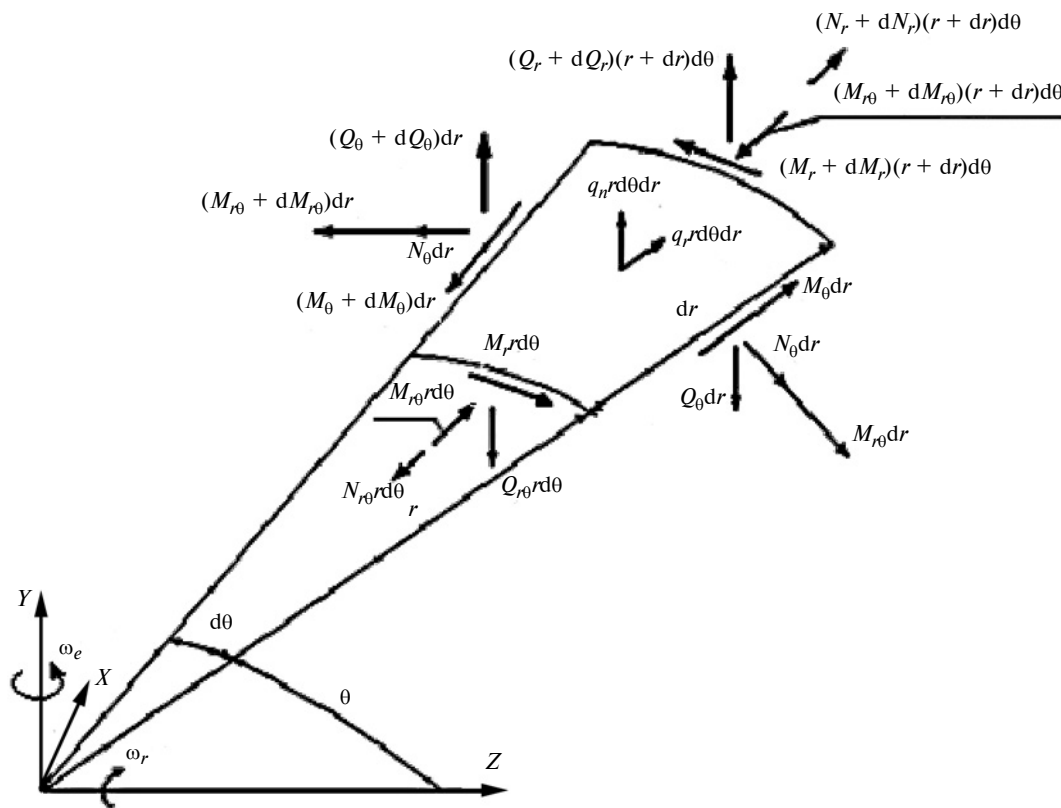


Рис. 2. Распределенные силы и моменты, действующие на элемент, вырезанный из диска (пластины)

Резание неметаллических материалов — древесины, пластиков, композиционных материалов — не является существенным фактором разрушения пильного диска, а скорости резания значительно выше, чем в металлообработке [9, 10]. В настоящее время в европейских странах в деревообрабатывающем станкостроении широко применяются обрабатывающие центры (ОЦ) с числовым программным управлением, например роботизированный пильный электрошпиндель ОЦ Hundegger K2-РОБОТ (Германия) и ОЦ Uniteam Ultra (Италия). Подобное оборудование оснащено, как правило, роботом с мотор-шпинделем (электрошпинделем) высокой мощности с моторизованными группами вращения вокруг осей *A* и *B* (рис. 1, б). Пильный диск ОЦ при вхождении в зону резания и выходе из нее испытывает нагрузки, аналогичные нагрузкам, действующим на диск, показанный на рис. 1, а.

Цель исследования — определение работоспособности пильного диска, которую обуславливает его напряженно-деформированное состояние (НДС), вызванное сложным вращением. Решение этой задачи необходимо для поиска путей повышения производительности роботизированного оборудования, оснащенного пильными дисками [10].

Допущение о малости перемещений *W* точек срединной плоскости диска в направлении ее нормали по сравнению с его радиусом *s* и рассмотренные случаи, когда $\omega_e \ll \omega_r$, позволяют для исследова-

ния НДС диска использовать линейризованные уравнения движения [11–13], полученные на основании принципа Даламбера и преобразования уравнений геометрически нелинейной теории круглых пластин [14, 15]. Линейризованные дифференциальные уравнения движения элемента диска (рис. 2) при изгибе имеют вид [16, 17]:

$$\begin{cases} \frac{\partial(rM_{r\theta})}{\partial r} + M_{r\theta} + \frac{\partial M_\theta}{\partial \theta} - Q_\theta = 0; \\ \frac{\partial(rM_r)}{\partial r} + M_\theta + \frac{\partial M_{r\theta}}{\partial \theta} - Q_r r = 0; \\ \frac{\partial(rQ_r)}{\partial r} + \frac{\partial Q_\theta}{\partial \theta} + q_n r + N_r r \frac{\partial^2 W}{\partial r^2} + \\ + N_\theta r \left(\frac{\partial^2 W}{r^2 \partial \theta^2} + \frac{\partial W}{r \partial r} \right) - q_r h r \frac{\partial W}{\partial r} = 0, \end{cases} \quad (2)$$

где $W = W(r, \theta)$; $M_{r\theta}$ и M_r , M_θ — момент кручения и изгибающие моменты в сечениях пластины; Q_r , Q_θ — проекции поперечных сил на нормаль к деформированному элементу пластины.

Принято, что в осевом направлении к плоскости диска пилы возникают распределенные силы инерции Кориолиса:

$$q_n = 2\rho h \omega_e \omega_r r \cos \theta,$$

а в радиальном направлении равномерно по толщине диска действуют распределенные силы инерции, вызванные его относительным вращением:

$$q_r = \rho h \omega_r^2 r, \quad (3)$$

где r и θ — соответственно радиус и угол полярной системы координат срединной плоскости диска пилы; h и ρ — соответственно толщина и плотность материала диска.

Силы инерции (см. формулу (3)) вызывают в диске внутренние распределенные радиальные N_r и окружные N_θ силы, которые не зависят от координаты θ и которые для диска, защемленного фланцем по внутреннему контуру (когда $\tilde{r} = \tilde{k} = b/c$, где b — радиус зажимных фланцев диска), можно рассчитать по формулам [10, 18]:

$$\begin{aligned} \tilde{N}_r &= \frac{\tilde{q}_r}{8} \{ (1 + \mu) \tilde{k}^2 - (3 + \mu) \tilde{r}^2 - \\ &- \tilde{r}^{-2} [(1 + \mu) \tilde{r}^2 + (1 - \mu) \tilde{k}^2] [(1 + \mu) \tilde{k}^2 - (3 + \mu)] \times \\ &\times [(1 + \mu) + (1 - \mu) \tilde{k}^2]^{-1} \}; \\ \tilde{N}_\theta &= \frac{\tilde{q}_r}{8} \{ (1 + \mu) \tilde{k}^2 - (1 + 3\mu) \tilde{r}^2 - \tilde{r}^{-2} [(1 + \mu) \tilde{r}^2 + \\ &+ (1 - \mu) \tilde{k}^2] [(1 + \mu) \tilde{k}^2 - (3 + \mu)] [(1 + \mu) + \\ &+ (1 - \mu) \tilde{k}^2]^{-1} \}. \end{aligned}$$

Здесь переменные параметры представлены в безразмерной форме:

$$\begin{aligned} \tilde{r} &= \frac{r}{c}; \quad \tilde{N}_{(r \leftrightarrow \theta)} = \frac{\eta c^2}{Eh^3} N_{(r \leftrightarrow \theta)}; \\ \tilde{q}_r &= \frac{\eta c^4}{Eh^2} \rho \omega_r^2 \text{ при } \eta = 12(1 - \mu^2), \end{aligned}$$

где E — модуль упругости; μ — коэффициент Пуассона материала.

Изгибающие моменты (M_r , M_θ) и момент кручения ($M_{r\theta}$) в сечениях пластины связаны с ее прогибом соотношениями упругости [19]:

$$\begin{cases} M_r = -\frac{Eh^3}{\eta} \left[\frac{\partial^2 W}{\partial r^2} + \mu \left(\frac{\partial W}{r \partial r} + \frac{\partial^2 W}{r^2 \partial \theta^2} \right) \right]; \\ M_\theta = -\frac{Eh^3}{\eta} \left[\mu \frac{\partial^2 W}{\partial r^2} + \left(\frac{\partial W}{r \partial r} + \frac{\partial^2 W}{r^2 \partial \theta^2} \right) \right]; \\ M_{r\theta} = -\frac{Eh^3}{12(1 + \mu)} \left(\frac{\partial^2 W}{r \partial r \partial \theta} - \frac{\partial W}{r^2 \partial \theta} \right). \end{cases} \quad (4)$$

Приведенную поперечную силу в кольцевом сечении определим по формуле

$$Q = Q_r + \frac{\partial M_{r\theta}}{r \partial \theta}. \quad (5)$$

Так как при деформации диска наблюдается его перегиб, т. е. образование волнообразной формы с одним узловым диаметром, то двумерную задачу расчета НДС диска можно свести к одномерной. Для этого переменные, входящие в уравнения (2), представим в следующем виде:

$$\begin{cases} W = w \cos \theta; \quad M_{r\theta} = H; \quad M_r = M; \quad M_\theta = L \cos \theta; \\ Q_r = V_r \cos \theta; \quad Q_\theta = V_\theta \sin \theta; \quad Q = V \cos \theta, \end{cases} \quad (6)$$

где w , M , L , H , V_r , V_θ , V — искомые функции, зависящие от r .

Введем безразмерные параметры:

$$\begin{cases} \tilde{w} = \sqrt{\eta} \frac{w}{h}; \quad \tilde{M} = \frac{c^2 \eta^{3/2}}{Eh^4} M (M \leftrightarrow H, L); \\ \tilde{V} = \frac{c^3 \eta^{3/2}}{Eh^4} V (V \leftrightarrow V_r, V_\theta). \end{cases} \quad (7)$$

Обозначим

$$d\tilde{w}/d\tilde{r} = \tilde{\vartheta}, \quad (8)$$

где $\tilde{\vartheta} = \sqrt{\eta} \frac{c}{h} \vartheta$; ϑ — угол поворота нормали к сечению.

Соотношения (4) с учетом равенств (7) и (8) примут вид:

$$\frac{d\tilde{\vartheta}}{d\tilde{r}} = -\tilde{M} - \mu(\tilde{\vartheta} - \tilde{w} \tilde{r}^{-1}) \tilde{r}^{-1}; \quad (9)$$

$$\begin{cases} \tilde{F} = -\mu \frac{d\tilde{\vartheta}}{d\tilde{r}} - (\tilde{\vartheta} - \tilde{w} \tilde{r}^{-1}) \tilde{r}^{-1}; \\ \tilde{H} = (1 - \mu)(\tilde{\vartheta} - \tilde{w} \tilde{r}^{-1}) \tilde{r}^{-1}. \end{cases} \quad (10)$$

После несложных преобразований с учетом выражений (5) и (6) уравнения (2) движения элемента диска запишем в виде:

$$\begin{cases} \frac{d\tilde{M}}{d\tilde{r}} = \tilde{V} - (1 - \mu) \tilde{M} \tilde{r}^{-1} - (1 - \mu)(3 - \mu)(\tilde{\vartheta} - \tilde{w} \tilde{r}^{-1}) \tilde{r}^{-2}; \\ \frac{d\tilde{V}}{d\tilde{r}} = -(1 - \mu)(3 - \mu)(\tilde{\vartheta} - \tilde{w} \tilde{r}^{-1}) \tilde{r}^{-3} + \\ + (\mu \tilde{r}^{-2} + \tilde{N}_r) \tilde{M} + (\mu \tilde{N}_r - \tilde{N}_\theta)(\tilde{\vartheta} - \tilde{w} \tilde{r}^{-1}) \tilde{r}^{-1} - \\ - \tilde{V} \tilde{r}^{-1} + (\tilde{q}_r \tilde{\vartheta} - \tilde{q}_k), \end{cases} \quad (11)$$

$$\text{где } \tilde{q}_k = \frac{c^5 \eta^{3/2}}{Eh^3} 2\rho \omega_e \omega_r.$$

Уравнения (8), (9) и (11), дополненные граничными условиями

$$\tilde{w} = 0 \text{ и } \tilde{\vartheta} = 0 \text{ при } \tilde{r} = \tilde{k} = b/c;$$

$$\tilde{M} = 0 \text{ и } \tilde{V} = 0 \text{ при } \tilde{r} = 1,$$

представляют формулировку краевой задачи.

Краевые задачи решают разными методами: ортогонализации (по С. К. Годунову); модификацией метода прогонки (метод факторизации и метод А. А. Абрамова); методом коллокаций. Для решения сформулированной задачи рационально применение метода начальных параметров (МНП) [19, 20], алгоритм расчета краевой задачи которого сведется к последовательному решению задач Коши. Полученную при этом систему дифференциальных уравнений целесообразно представить в стандартной векторно-матричной форме:

$$\frac{d}{d\tilde{r}}\{Y\} = [B]\{Y\} + \{D\}, \quad (12)$$

где $\{Y\} = (y_1, y_2, y_3, y_4)^T$, $y_1 = \tilde{w}$, $y_2 = \tilde{\vartheta}$, $y_3 = \tilde{M}$, $y_4 = \tilde{V}$; $[B]$ — матрица (4×4) переменных коэффициентов, стоящих при основных функциях в уравнениях (8), (9), (11); $\{D\} = (0, 0, 0, -\tilde{q}_k \tilde{r})^T$.

Решение подобных уравнений состоит из общего решения однородного уравнения при $\{D\} = 0$ и частного решения неоднородного уравнения

$$\{Y\} = [y]\{C\} + \{Z\},$$

где $\{C\}$ — вектор констант; $[y]$ — матрица общих решений.

С учетом рассматриваемых граничных условий на внутреннем контуре диска решение можно записать в виде

$$\{Y\} = C_3\{y^3\} + C_4\{y^4\} + \{Z\},$$

где $\{y^3\}$, $\{y^4\}$ — частные решения.

Для их определения, принимая $\{D\} = 0$, необходимо дважды интегрировать выражение (12) с граничными условиями:

$$\{Y\}_0 = (0, 0, 1, 0)^T;$$

$$\{Y\}_0 = (0, 0, 0, 1)^T.$$

Вектор $\{Z\}$ находится любым частным решением, в том числе интегрированием выражения (12) с нулевыми начальными значениями.

Константы определяются по уравнениям, полученным на основании удовлетворения граничным условиям внешнего контура диска. Затем еще одним интегрированием дифференциального уравнения (12) формируется искомое решение, позволя-

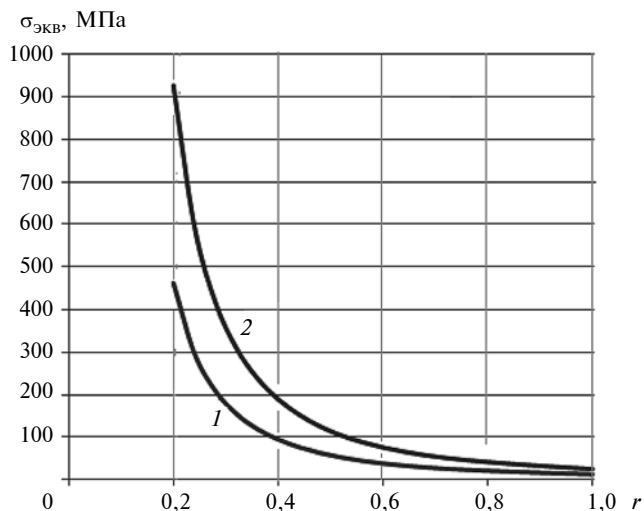


Рис. 3. Распределение эквивалентных переменных напряжений по радиусу пильного диска при переносной частоте вращения $\omega_e = 2\pi$ (1) и 4π с⁻¹ (2)

ющее по формулам (9), (10) и (4) определить моменты \tilde{M}_θ и $\tilde{M}_{\theta r}$.

При численных расчетах для интегрирования системы дифференциальных уравнений целесообразно использовать стандартные алгоритмы и программы, реализующие на персональном компьютере методы Эйлера, Рунге — Кутты или Кутта — Мерсона на алгоритмических языках [21, 22] или применением современных решателей [23, 24].

Возможности изложенного метода подтверждают расчеты диска с параметрами $c = 0,4$ м, $h = 0,0068$ м, $\tilde{k} = 0,2$ и характеристиками материала (сталь) $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,3$, $\sigma_{-1} = 630$ МПа [12], $\rho = 7811$ кг/м³; при собственной скорости вращения $\omega_r = 418,9$ рад/с.

В связи с тем что напряжения растяжения, вызванные силами N_r и N_θ , оказались на порядок меньше изгибных напряжений, характер изменения переменных во времени напряжений в диске принят циклическим и симметричным. Амплитуды эквивалентных напряжений, рассчитанные по формуле (1) с учетом

$$\sigma_r = \frac{6Eh^2}{\eta^{3/2}c^2} \tilde{M}_r(r \leftrightarrow \theta); \quad \tau_{\theta r} = \frac{6Eh^2}{\eta^{3/2}c^2} \tilde{M}_{\theta r},$$

целесообразно представить в виде зависимости $\sigma_{\text{экв}} = \sigma_{\text{экв}}(\tilde{r}, \omega_e)$, где $\tilde{k} \leq \tilde{r} \leq 1$ (рис. 3).

Наибольшая амплитуда напряжений наблюдается по контуру заземления диска фланцем. Из сравнения предела σ_{-1} прочности с напряжениями, представленными на рис. 3, видим, что вращение пилы со скоростью ω_e , большей $2,5\pi$ с⁻¹, ведет к эксплуатации диска пилы в малоцикловой области разрушения.

При внесении незначительных изменений в предлагаемый математический аппарат рассмотренный метод можно использовать для расчетов пильного диска и при других граничных условиях (закрепления по контуру), а также при изменении его геометрии. Это позволяет найти наилучшие конструктивные решения для повышения работоспособности обрабатываемого центра.

Вопросы, связанные с вибрационными эффектами [25, 26] при сложном движении диска пилы, в статье не рассматривались и могут быть основанием отдельного исследования.

Выводы

Предложенный метод позволяет проводить как проектировочные, так и проверочные расчеты работоспособности дисков роботизированных ОЦ.

На основании анализа допустимых кинематических режимов применения круглых пил в роботизированных деревообрабатывающих центрах возможна оценка времени, необходимого для выполнения заданной операции, и путей его сокращения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Подураев Ю. В.** Мехатроника: основы, методы, применение. М.: Машиностроение, 2006. 256 с.
2. **Босинзон М. А., Макальская Е. В.** Системы многокоординатной обработки с применением мехатронного привода в металлорежущих обрабатывающих центрах // Приводная техника. 2006. № 4. С. 45—51.
3. **Training of robot to assigned geometric and force trajectories / A. Leskov, V. Golovin, M. Arkhipov, L. Kocher-evskaya // Mechanisms and Machine Science.** 2016. V. 39. P. 75—84.
4. **Yaskevich N.** Recursive algorithm for simulation of single chain manipulator dynamics // IEEE Xplore Proceedings MESA. 2014 of 10th International Conference on Mechatronic and Embedded Systems and Applications (MESA), Senigallia (Italy), 10—12 Sept. 2014. Accession Number: 14701046. Senigallia (Italy). 2014. DOI: 10.1109/MESA.2014.6935553.
5. **Voronov S. A., Ivanov I. I., Kiselev I. A.** Investigation of the milling process based on a reduced dynamic model of cutting tool // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2015. N. 44 (1). P. 70—78.
6. **Карпачев А. Ю., Небесный М. В., Овчинников В. А.** К исследованию динамического поведения систем с распределенными параметрами на ЭВМ // Известия вузов. Серия Машиностроение. 2007. № 5. С. 3—12.
7. **Феодосьев В. И.** Сопrotivление материалов. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. 590 с.
8. **Коллинз Дж.** Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение. М.: Мир, 1984. 624 с.
9. **Zubkov N. N., Ovchinnikov A. I., Vasil'ev S. G.** Tool-workpiece interaction in deformational cutting // Russian Engineering Research. 2016. N. 36 (3). P. 209—212.
10. **Стахийев Ю. М.** Работоспособность плоских круглых пил. М.: Лесная промышленность, 1989. 384 с.
11. **Карпачев А. Ю.** О деформации упругого тонкого диска при сферическом движении // Инженерный журнал: наука и инновации. 2012. Вып. 7 (7). DOI: 10.18698/2308-6033-2012-7-294.
12. **Карпачев А. Ю., Букеткин Б. В., Воякин А. С.** Кинематика и прочность круглой пилы роботизированного узла для деревообработки // Инженерный журнал: наука и инновации. 2018. Вып. 10. URL: <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2018-10-1817>.
13. **Карпачев А. Ю.** Поведение одномерных и двумерных моделей при сферическом движении. Int. sci. conf. Fundamental and applied problems of mechanics (FAPM-2017), Moscow, Bauman Moscow State Technical University, 24th—27th October 2017. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2017. С. 19, 20.
14. **Коваленко А. Д.** Круглые пластины переменной толщины. М.: Физматгиз, 1959. 295 с.
15. **Карпачев А. Ю.** Создание расчетных методов повышения эксплуатационных характеристик дисков режущих инструментов: Дисс. ... д-ра техн. наук. Москва, 2015. 277 с.
16. **Карпачев А. Ю.** Собственные динамические характеристики вращающихся круглых пил при неравномерном нагреве // Вестник машиностроения. 2006. № 5. С. 32—36.
17. **Бидерман В. Л.** Теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1980. 408 с.
18. **Демьянушко И. В., Биргер И. А.** Расчет на прочность вращающихся дисков. М.: Машиностроение, 1978. 247 с.
19. **Бидерман В. Л.** Механика тонкостенных конструкций. Статика. М.: Машиностроение, 1977. 488 с.
20. **Карпачев А. Ю.** Проблема собственных значений в прогрессивных технологиях проектирования режущих полотен // Научные технологии. 2001. № 3. Т. 2. С. 52—57.
21. **Sorokin F. D., Su Z.** Numerical simulation of the coil spring and investigation the impact of tension and compression to the spring natural frequencies Vibroengineering Procedia // 22th International Conference on Vibroengineering. Moscow, 04th—07th October, 2016. Moscow, 2016. P. 108—113.
22. **Мак-Кракен Д., Дорн У.** Численные методы и программирование на фортране. М.: Мир, 1977. 584 с.
23. **Дьяконов В. П.** Справочник по алгоритмам и программам на языке бейсик для персональных ЭВМ. М.: Наука, 1987. 240 с.
24. **Жук Д. М., Маничев В. Б., Сахаров М. К.** Сравнение современных решателей жестких систем обыкновенных дифференциальных уравнений с решателями Си библиотеки SADEL // Наука и образование. 2012. № 08. С. 283—300. DOI: 10.77463/0812.0445558 <http://technomag.edu.ru/445558.html>
25. **The Life Duration for Compressor Disc under Torsional Vibrations of the Blades / I. S. Nikitin, N. G. Burago, A. D. Nikitin, P. A. Yushkovskiy // Solid State Phenomena.** 2017. V. 258. P. 145—148.
26. **Determination of the critical plane and assessment of fatigue durability under various cyclic loading regimes / I. S. Nikitin, N. G. Burago, A. D. Nikitin, V. L. Yakushev // PNRPU Mechanics Bulletin.** 2017. N. 4. P. 238—252.

Д. М. БЕРДИЕВ, д-р техн. наук, М. А. УМАРОВА, Р. К. ТОШМАТОВ (Ташкентский ГТУ, Узбекистан),
e-mail: berdiyev_mf@mail.ru.

Особенности фазовых и структурных превращений конструкционных сталей при нетрадиционных режимах термической обработки

Установлено, что при термической обработке конструкционных сталей с нагреванием до экстремальной температуры при закалке или нормализации повышение плотности дислокаций в кристаллическом строении α -фазы сопоставимо с плотностью при нагревании до стандартной температуры ($A_{c3} + 30 \div 50$ °С), а ее изменение зависит от количества углерода и легирующих химических элементов в стали.

Ключевые слова: термическая обработка, высокая твердость, плотность дислокаций, экстремальная температура, низколегированная сталь.

It is determined, that during heat treatment of structural steels with heating to an extreme temperature during quenching or normalization, the increase in the density of dislocations in the crystal structure of the α -phase is comparable to the density when heated to a standard temperature ($A_{c3} + 30 \div 50$ °С), and its change depends on the amount of carbon and chemical alloying elements in steel.

Keywords: heat treatment, high hardness, dislocation density, extreme temperature, low alloy steel.

Важной проблемой современного машиностроения и ремонтных предприятий является снижение расходов металла и энергоресурсов. Так как основные детали машин изготавливаются из углеродистых и низколегированных сталей, срок службы которых определяется главным образом механическими свойствами, то их упрочняют термической обработкой (ТО) — закалкой с отпуском. Принятые стандартные режимы ТО металлических изделий обеспечивают, как правило, высокие механические свойства, но в ряде случаев этого оказывается недостаточно. В частности, это касается вязкости металлов [1], которая обеспечивает высокую надежность изделия.

В последние годы с целью исключения крупных зерен в заготовках значительное внимание уделяется структурной наследственности [2]. Зависимость механических свойств низкоуглеродистых мартенситных сталей от структурной наследственности при ТО рассматривается в статье [3], а наследственность при фазовых превращениях — в статье [4].

На основании проведенных исследований установлено, что все нетрадиционные режимы ТО сталей основаны на фундаментальных закономерностях фазовых превращений [5]. Суть нетрадици-

онных режимов заключается в том, что путем предварительной высокотемпературной ТО достигается высокий уровень дефектности кристаллического строения стали. Это позволяет при повторном нагреве в зависимости от завершенности повторных структурных превращений значительно измельчить зерно стали [4]. Однако в проведенных исследованиях остались нерешенные теоретические и практические вопросы, касающиеся фазовых превращений сталей, в частности, влияния времени нагрева на температуру и величину экстремума плотности дислокаций после γ — α -превращения при охлаждении на воздухе и после отжига стали при остывании вместе с печью.

В данной работе не только рассматривается механизм α — γ — α -превращений, но и отмечается, что при высоком нагреве существует экстремальная температура, при которой в твердый раствор (аустенит) переходят атомы тугоплавких примесных фаз. В этом случае при охлаждении (γ — α -превращении) увеличивается плотность дислокаций в α -фазе. При повторной фазовой перекристаллизации часть этих дислокаций сохраняется, что значительно повышает работоспособность стальных изделий.

Исследовали образцы из сталей 45 и 40Х промышленной выплавки. В качестве эталонного материала использовали образцы из армо-железа. Марки сталей регламентируются ГОСТ 3541—79.

Образцы термически обрабатывали при разных температурах: начальную температуру для каждой стали выбирали из расчета температуры нагрева выше критической точки $A_{c3} + 30 \div 50$ °С, а затем при температурах около 900, 1000, 1100, 1150 и 1200 °С. Время выдержки при каждой из приведенных выше температур было разным: 5 мин, 20 мин, 2 ч и 5 ч. В зависимости от времени выдержки нагрев проводили в соляной ванне или в печи. Образцы охлаждали на воздухе, в воде или масле, а также при остывании вместе с печью. Таким образом создавали термическую предысторию стали. Повторную фазовую перекристаллизацию всегда проводили с нагревом каждой стали до температуры $A_{c3} + 30 \div 50$ °С.

Анализы проводили: металлографический — на микроскопах МИМ-8М [6]; рентгеноструктурный — на установке ДРОН-2,0. Определяли состояние тонкой структуры стали (плотность дислока-

ций), количество остаточного аустенита, период кристаллической решетки, количество углерода в фазах закаленной стали [7].

С увеличением температуры нагрева наблюдается известный рост аустенитного зерна. Однако во всех случаях имеет место экстремальная температура нагрева 1100 °С при времени аустенитизации 20 мин, когда после охлаждения можно зафиксировать максимальный уровень плотности дислокаций (таблица). Из табличных данных виден относительно большой рост плотности ρ , но при абсолютно небольшой разнице.

При нормализации крупногабаритных деталей время выдержки в аустенитной области в процессе нагрева может исчисляться часами. В этом случае эффект влияния экстремальной температуры на состояние тонкой структуры стали не определен.

Исследования показали, что с увеличением времени выдержки при нагреве стали после γ - α -превращения плотность дислокаций α -фазы уменьшается, а пик максимума смещается к более низким температурам нагрева (рис. 1).

Наиболее удобными для исследования параметров структуры являются закаленные образцы сталей, так как их основная структура — мартенсит с некоторым количеством остаточного аустенита. Особое значение имеет плотность дислокаций в сталях, закаленных с температуры нагрева 1100 °С, по сравнению с закалкой в среде от обычно принятых температур (выше температур нагрева $A_{c3} + 30 \div 50$ °С). Эта разница велика при малом содержании углерода, например 288 % для армко-железа. Для образцов из сталей 45 и 40X она составляет соответственно 37 и 69 %. Можно предположить, что эффект роста плотности дислокаций в закаленной и низкоотпущенной стали в случае закалки с экстремальной температуры (1100 °С) окажется соизмеримым с ростом износостойкости при трении. При этом в процессе закалочного охлаждения и при низком отпуске наблюдалось перераспределение атомов углерода между фазами: атомы углерода переходили в дислокации и в остаточный аустенит.

Плотность дислокаций сталей после нормализации при различных температурах нагрева (аустенитизация 20 мин)

Температура нормализации T , °С	Армко-железо		Сталь 45		Сталь 40X	
	ρ , 10^9 см $^{-2}$	ρ/ρ_{900}	ρ , 10^9 см $^{-2}$	ρ/ρ_{850}	ρ , 10^{10} см $^{-2}$	ρ/ρ_{870}
$A_{c3} + 30 \div 50$	—	—	1,0	—	1,13	—
900	0,37	—	—	—	1,13	1,0
1000	0,88	2,38	1,73	1,73	2,31	2,0
1100	1,40	3,78	4,50	4,50	4,54	4,0
1200	0,73	1,97	2,99	2,99	1,26	1,08

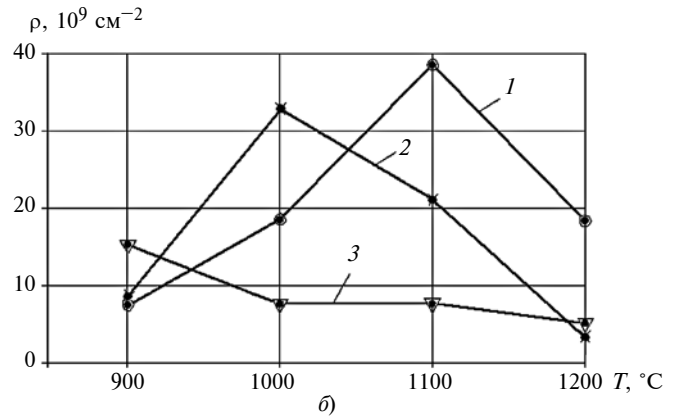
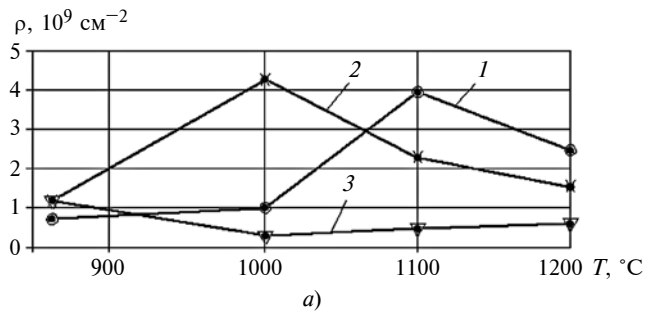


Рис. 1. Влияние температуры T нагрева и времени выдержки 20 мин (1), 2 ч (2), 5 ч (3) на плотность ρ дислокаций нормализованных сталей 40 (а) и 40X (б)

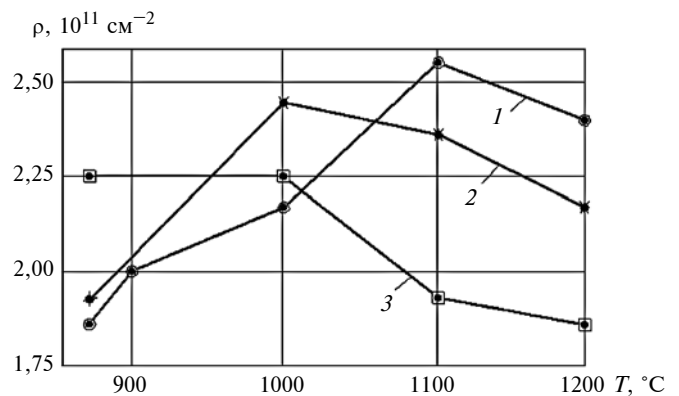


Рис. 2. Влияние температуры T и времени выдержки 20 мин (1), 2 ч (2), 5 ч (3) на плотность ρ дислокаций закаленной стали 45: отпуск при нагреве 200 °С

Влияние времени выдержки на плотность дислокаций при разных температурах нагрева после закалочного охлаждения по результатам опытов показано на рис. 2. Изменение плотности дислокаций с увеличением времени выдержки аналогично изменению плотности при нормализации. Такие же результаты получены при исследовании стали 40X.

Таким образом показано, что при значительном нагреве стали наблюдаются экстремальные температуры, при которых после охлаждения формируются структуры с повышенной (после нормализации) плотностью дислокаций или с ее высоким уровнем (после закалки). Экстремумы плотности

Х. А. ФАХИЕВ, д-р техн. наук (Уфимский государственный авиационный технический университет, Финансовый университет при Правительстве РФ), e-mail: faskhiev@mail.ru

Управление качеством и конкурентоспособностью изделий

Предложена методика последовательной количественной оценки качества изделий, базирующаяся на их агрегатно-декомпозиционном анализе, сочетающая качественный и количественный анализы качества объектов, показатели которых можно иерархически структурировать. Разработана двухступенчатая модель управления уровнем качества и конкурентоспособности изделия. Реализация данной методики показана на примере оценки автомобильных кранов и летних шин легковых автомобилей.

Ключевые слова: оценка, управление, качество, конкурентоспособность, показатель качества, изделие, весомость, автомобильный кран, летняя шина.

A method is proposed for a sequential quantitative assessment of the quality of products, based on their aggregate-decomposition analysis, combining qualitative and quantitative analyzes of the quality of objects, the indicators of which can be hierarchically structured. A two-stage model for managing the level of quality and product competitiveness has been developed. The implementation of this methodology is shown on the example of assessing truck cranes and summer tyres of passenger cars.

Keywords: assessment, management, quality, competitiveness, quality indicator, product, weightage, truck crane, summer tyre.

В конкурентной экономике благополучие производителя определяется конкурентоспособностью его товаров, ведется непрерывная конкурентная борьба за "кошелек" потребителя посредством товаров и услуг. Конкурентоспособность товара — это оцененное потребителем его превосходство по качеству и цене над аналогами в момент оценки в конкретном сегменте рынка, достигнутое без ущерба производителю. Огромное количество новинок на рынке, сокращение сроков разработки и выпуска товаров, заполнение рынка разнообразными модификациями одного и того же товара, "наводнение" информационного поля рекламой, изощренные способы стимулирования продаж, доведение упаковок до уровня произведений искусства, звучные торговые марки, товарные знаки, бренды, промышленный шпионаж, судебные тяжбы между производителями из-за несоблюдения патентной чистоты новинок — вот лишь некоторые элементы конкурентной борьбы производителей.

Обеспечение конкурентоспособности товаров (услуг) было и остается ключевой задачей производителей, так как если товар по качеству и цене не удовлетворяет покупателя, то подкрепляющие усилия маркетинга (реклама, стимулирование продаж, дополнительные и/или бесплатные услуги, скидки,



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 59)

дислокаций приходится на температуры 1100, 1000 и 900 °С при времени выдержки соответственно 20÷30 мин, 2 ч и 5 ч. Увеличение плотности дислокаций зависит от содержания углерода и легирующих элементов в сталях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Подрезов Н. Н., Подрезова И. С.** Влияние структурной наследственности на прочность реакторной Cr—Ni—Mo—V стали // Глобальная ядерная безопасность. Волгоград: 2017. № 4. С. 91—96.
2. **Структурная** наследственность в низкоуглеродистых мартенситных сталях / С. С. Югай, Л. М. Клейнер, А. А. Шощев, И. Н. Митрохович // Металловедение и термическая обработка металлов. 2004. № 12. С. 24—29.

3. **Structural** heredity in low-carbon martensitic steels / S. S. Yugai, L. M. Kleiner, A. A. Shatsov and N. N. Mitrokhovich // Metall Sci and heat treatment. 2004. V. 46. N. 11—12. P. 539—542.

4. **Dyuchenko S. S.** Heredity in phase transformation: mechanism of the phenomenon and effect on the properties // Metall Science and heat treatment. 2000. V. 42. N. 3—4. P. 122—126.

5. **Sadovski V. D.** Correction of the Course — Grained Structure During Thermal Treatment of Steel // Heat Treatment and technology of surface coatings. Proceedings of the 7th International Congress on Heat treatment of Materials. V. 1. December 11—14. 1990. Moscow. P. 10—14.

6. **Батаев В. А., Батаев А. А., Алхимов А. П.** Методы структурного анализа материалов и контроля качества деталей. М.: Наука, 2007. 224 с.

7. **Горелик С. С., Скаков Ю. А., Расторгуев Л. Н.** Рентгенографический и электронно-оптический анализ. М.: МИСИС, 1994. 328 с.

сервис и т. д.) не смогут существенно улучшить его рыночные позиции. Конкурентоспособность товара закладывается на этапе НИОКР, при производстве — материализуется, а в эксплуатации — реализуется, поэтому этап разработки и определяет "рыночную судьбу" планируемого к производству изделия. Разработка новых изделий — это по сути органичное сочетание творчества и выбора рациональных технических и управленческих решений из множества альтернативных. Следовательно, у лица, принимающего решение (ЛПР), разработчика новинок в арсенале должен быть надежный инструмент сравнительной оценки альтернативных как технических, так и управленческих решений, применение которого будет способствовать повышению объективности и эффективности решения, а реализация последнего — достижению конкурентоспособности изделия.

Подходы к оценке конкурентоспособности изделий. Управление конкурентоспособностью изделия на этапах его жизненного цикла не может быть реализовано без измерения ее уровня. В менеджменте есть предостережение: "тем, что не измеряется, невозможно управлять". Анализ литературы [1—5] показывает, что общепринятых инструментов оценки уровня совершенства изделий нет, т. е. разработка практикоориентированной, объективной методики количественной оценки конкурентоспособности изделий актуальна.

В виде обобщенного показателя уровня совершенства известных в природе объектов целесообразно использовать такие универсальные категории, как "уровень качества" и "конкурентоспособность". Применение этих категорий к техническим объектам вопросов не вызывает, но они могут быть применены с таким же успехом и по отношению к социально-экономическим объектам. Действительно, любому объекту присущ определенный уровень качества. Под уровнем качества объекта будем подразумевать оцененное ЛПР в конкретный момент времени в какой-либо сфере (сегменте рынка) превосходство его над конкурентами по технико-экономическим показателям за жизненный цикл, достигаемое вследствие максимального удовлетворения потребностей ЛПР и общества при минимальном для него и природы ущербе. Любое изделие — это не что иное, как набор взаимосвязанных свойств, которые в совокупности придают ему индивидуальную определенность. Свойства изделия характеризуются индивидуальными показателями, интегрировав которые с учетом синергетического эффекта, можно оценить его уровень качества.

На высшей ступени иерархии уровня совершенства изделий находится категория "конкурентоспособность", а цена и качество — на ступень ниже. В настоящее время разработано множество методик количественной оценки качества и конкурентоспособности различных объектов [1—3], ана-

лиз которых показал, что общепринятой методики количественной оценки качества и конкурентоспособности нет; известные методики не учитывают изменение параметров изделия за период эксплуатации; нет правил и принципов содержательно-количественного выбора оценочных показателей разных групп изделий; не определено минимальное число индивидуальных показателей для объективной оценки качества; при расчете интегрального показателя за индивидуальные показатели часто принимают отношение показателей оцениваемого и базового изделий, а правил выбора базы нет; весомость показателей определяют субъективно; номенклатура показателей часто не отражает связь технических, коммерческих и нормативных характеристик изделия; при переводе измеренных количественных параметров в баллы в оценку вводится субъективизм; известные методы применимы для уже материализованных объектов; не всегда применяемые методы удовлетворяют требованиям квалитметрии.

Качество — это совокупная характеристика сути изделия, определяется его свойствами и формируется не арифметическим суммированием свойств, а путем их синергетической интеграции. Для целей сравнения, ранжирования, управления качество должно выражаться одним обобщенным числовым показателем. Оценка качества внешне довольно проста — достаточно индивидуальные показатели изделия привести к единой системе измерения и суммировать. Так поступают, например, при определении массы изделия — суммируют массы его деталей, выраженные в одной единице измерения. В конечный результат каждая деталь входит со своим реальным значением, т. е. без учета коэффициента весомости. Качество же так оценить нельзя по следующим причинам: 1) не все показатели качества могут быть выражены численно; 2) измеряемые показатели выражаются в различных единицах; 3) невозможно учесть 100 % свойств и показателей изделия; 4) показатели вносят в искомый результат не одинаковый вклад, т. е. имеют весомость, установить объективное значение которой нельзя; 5) невозможно учесть синергию индивидуальных показателей в качестве изделия; 6) не решена еще одна существенная проблема оценки изделий — обеспечение объективного интегрирования выбранной номенклатуры показателей качества в одно число. Данная проблема в известных методиках решается одним из следующих способов [4]:

а) показатели качества (отношения показателей оцениваемого и базового изделия) умножают на коэффициенты их весов и суммируют произведения;

б) индивидуальным показателям качества субъективно присваивают баллы и суммируют их с учетом или без учета весов;

в) индивидуальные количественные показатели переводят в уровни качества (как правило, 5 уров-



Рис. 1. Алгоритм оценки качества сравниваемых изделий

ней), затем присваивают каждому уровню качества оценку в интервале от нуля до единицы и вычисляют среднегеометрическое значение по совокупности показателей (метод Харрингтона);

г) находят отношение одного комплексного показателя изделия к другому, например отношение полезного эффекта к затратам за жизненный цикл изделия (интегральный показатель А. В. Гличева);

д) интегрируют измеренные показатели качества одним из известных способов, например способом "радар" или "профилей", в один числовой показатель без "взвешивания".

Каждый из известных способов имеет свои преимущества и недостатки, которые рассмотрены автором в работе [4]. Актуальность разработки универсальной методики оценки уровня качества и конкурентоспособности изделий не вызывает сомнения. К такой методике предъявляются комплекс требований, основными из которых являются:

методика должна быть универсальной и обеспечивать возможность учета специфики изделия;

должна характеризовать интегральный потенциал изделия и обеспечивать возможность суммирования его с результатом реализации данного потенциала;

изделие и его свойства должны рассматриваться в виде иерархических структур;

комплексные показатели качества могут определяться без учета весов индивидуальных показателей, а интегральный показатель должен учесть вес свойств (групп показателей) изделия;

число принятых для оценки качества показателей должно быть достаточным для объективной оценки;

методика должна обеспечивать возможность индивидуальной оценки изделия, даже при отсутствии его конкурентов;

должны быть соблюдены основные положения квалиметрии: достаточность, пригодность, улучшаемость, количественность, одинаковость, глобальность, единственность, сравнимость, воспроизводимость, чувствительность, монотонность, уникальность, надежность, квантифицируемость, интегральность, индивидуальность, гибкость, нетрудоемкость, оперативность, точность, масштабность, динамичность, управляемость, экономическая эффективность [6];

методика оценки должна быть направлена на решение управленческих задач, в частности на моделирование уровня качества изделия, обеспечения качества не ниже, чем у конкурента, и др.

Методика измерения качества изделий. С учетом недостатков известных методов оценки качества, приведенного выше определения категории "качество", сформулированных требований уровень качества сравниваемых изделий предлагается определять по методике, алгоритм которой приведен на рис. 1. Предлагаемая методика имеет следующие, направленные на повышение объективности измерений качества отличия от известных методик: 1) оценка двухступенчатая: на первой ступени методом профилей без учета весов определяется групповой комплексный показатель качества, на второй — коэффициент качества изделия определяется суммированием произведений групповых показателей и их весов, установленных методом анализа иерархий; 2) показатели качества используются без преобразований в баллы, в единицах измерения; 3) оценка изделия осуществляется индивидуально

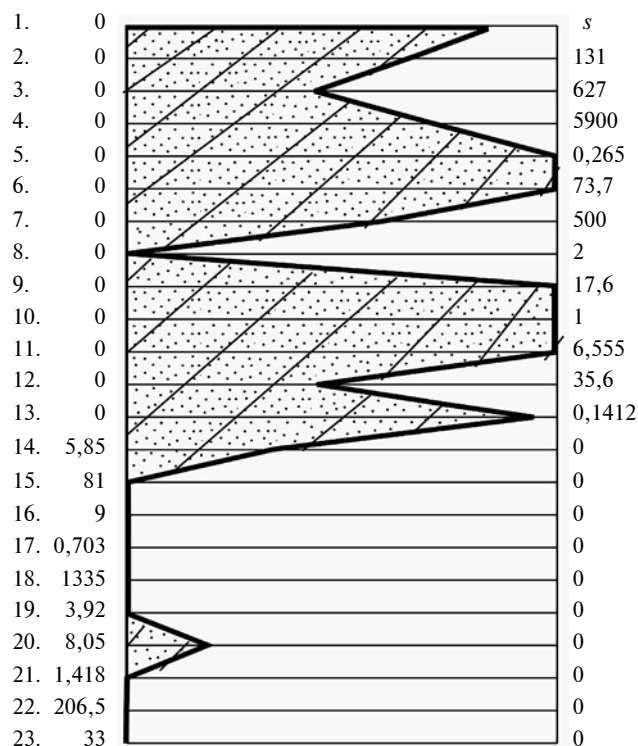


Рис. 2. Профиль качества автомобиля ГАЗ-3307 (номера 1÷23 показателей соответствуют табл. 1)

даже при отсутствии в момент оценки аналогов; 4) соблюдены все обозначенные выше квалиметрические требования; 5) оценка позволяет моделировать уровень качества исследуемого объекта.

Коэффициенты качества групп рассчитываются методом "профилей" [6]. Профиль (рис. 2) представляет собой графическое изображение выбранных технико-экономических показателей (табл. 1) изделия по определенным правилам. Для построения профиля изделия выбираются наиболее значимые с точки зрения ЛПР показатели качества и строится прямоугольное оценочное поле, которое делится на $n - 1$ равных частей, где n — число выбранных показателей. Ширина H оценочного прямоугольника выбирается произвольно. Каждый показатель качества откладывается на своей горизонтальной шкале оценочного прямоугольника. По шкалам "прямых" показателей отсчет идет слева направо, а "обратных" — справа налево. "Прямыми" называются показатели, с увеличением значений которых качество изделия повышается, для "обратных" — наоборот. Например, число скоростей, максимальный диаметр обрабатываемой заготовки токарного станка — "прямые" показатели, радиальное биение шпинделя, потребление электроэнергии — "обратные". Следовательно, чем значение показателя качественно лучше, тем правее оно располагается на делительной шкале. Можно сделать вывод: чем площадь профиля больше, тем качество изделия лучше. Профиль позволяет измеряемые в разных единицах показатели качества изделия наглядно представить на оценочном поле, объединить их в интегральный показатель.

В целях апробации методики по данным табл. 1 построен профиль качества развозного фургона

Таблица 1

Технико-экономические показатели сравниваемых автомобилей

Показатель	КАМАЗ-4308	МАЗ-437040	ГАЗ-3307
1. Номинальная грузоподъемность, т	5	4,7	4,33
2. Максимальная мощность двигателя, кВт	131	100	87,5
3. Максимальный крутящий момент двигателя, Н · м	627	460	274,7
4. Рабочий объем двигателя, см ³	5900	4750	4250
5. Динамический фактор на первой передаче	0,283	0,219	0,265
6. Средняя техническая скорость, км/ч	71,1	62,61	73,7
7. Ресурс до капитального ремонта, тыс. км	500	500	300
8. Вредные выбросы в атмосферу по Правилам № 49 ЕЭК ООН	Евро-2	Евро-1	Евро-0
9. Удельная мощность двигателя, кВт/т	16,94	14,44	17,62
10. Наличие антиблокировочной системы тормозов	1	1	1
11. Диапазон изменения передаточных чисел коробки передач	1÷5,12	1÷6,45	1÷6,555
12. Внутренний объем фургона, м ³	26,4	35,6	15,9
13. КПД автомобиля	0,0743	0,0744	0,0737
14. Снаряженная масса фургона, т	5,85	5,4	3,48
15. Уровень шума в кабине при скорости 60 км/ч, дБА	72	74	81
16. Минимальный радиус поворота по габариту, м	8,1	8,0	9
17. Скоростной коэффициент двигателя	0,600	0,625	0,703
18. Высота пола кузова, мм	1100	1050	1335
19. Удельная трудоемкость техобслуживания, чел · ч/(1000 км)	2,68	3,20	3,92
20. Габаритная длина, м	7,2	8,05	6,5
21. УДЧР, руб. /(т · км)	1,257	1,342	1,418
22. Затраты на топливо на 100 км, руб.	180,1	148,8	206,5
23. Время разгона до 60 км/ч, с	29	30,5	33
Коэффициент качества по методу профилей	0,599	0,542	0,450

ГАЗ-3307 (см. рис. 2). На аналогичном поле были построены профили конкурентных моделей. Результаты оценки показали, что лучшее значение коэффициента качества среди сравниваемых фургонных имеет КАМАЗ-4308.

Коэффициент K_k качества изделия вычисляется как отношение площади $S_{пр}$ профиля (на рис. 2 заштрихована) к площади S оценочного прямоугольного поля:

$$K_k = S_{пр}/S = (X_1/2 + X_2 + X_3 + \dots + X_{n-1} + X_n/2)/[(n-1)H]. \quad (1)$$

В формуле (1) h — расстояние между шкалами, мм; $X_1, X_2, X_3, \dots, X_n$ — координаты вершин профиля, измеряемые слева направо по шкале, мм; n — число показателей; H — ширина прямоугольника, мм.

Коэффициент K_k качества изделия всегда меньше единицы, зависит от выбора порядка расположения показателей качества на поле, их числа и градуировки оценочных горизонтальных шкал. Профили сравниваемых изделий строятся в одном и том же оценочном поле, поэтому эти факторы не влияют на результат оценки.

Для расчета коэффициента качества нет необходимости графического построения "профиля". Он может быть рассчитан по формуле

$$K_k = (Y_1/2 + Y_2 + Y_3 + \dots + Y_{n-1} + Y_n/2)/(n-1), \quad (2)$$

где $Y_1, Y_2, Y_3, \dots, Y_n$ — расчетные величины, определяемые по формулам

$$Y_i = \frac{\Pi_i - \Pi_{i\min}}{\Pi_{i\max} - \Pi_{i\min}} \quad (3)$$

или

$$Y_i = \frac{\Pi_{i\max} - \Pi_i}{\Pi_{i\max} - \Pi_{i\min}}, \quad (4)$$

где $\Pi_{i\max}$ и $\Pi_{i\min}$ — максимальные и минимальные значения i -го показателя среди сравниваемых изделий (в профиле они принимаются как граничные значения интервала по i -му показателю); Π_i — значение i -го показателя для оцениваемого изделия.

Формула (3) используется для "прямых" показателей, формула (4) — для "обратных". В табл. 2 показатели, набранные прямым шрифтом, относятся к "прямым", набранные курсивом — к "обратным". Все величины, входящие в уравнения (2)—(4), положительные, поэтому конечный результат при использовании "профиля" не зависит от того, в каком порядке показатели качества располагаются на профиле.

Для снижения трудоемкости расчетов формулы (3) и (4) рекомендуется упрощать, приняв для всех

показателей минимальное значение равным нулю, т. е. $\Pi_{i\min} = 0$, что не влияет на результат оценки.

Метод "профилей" рекомендуется для определения коэффициента качества изделий, характеризующихся небольшим числом показателей. При оценке сложных изделий показатели качества целесообразно сгруппировать по схожим признакам, тогда появляется возможность сравнивать их по частным признакам. Групповые показатели $P_{гр}$ качества тогда рассчитываются по методу "профилей" [см. формулу (2)], а интегральный коэффициент качества, например изделия m , определяется с учетом коэффициента весомости групп по соотношению

$$K_{k_m} = \sum_{i=1}^s \alpha_i P_{гр}, \quad (5)$$

где s — число групп показателей; α_i — коэффициент весомости i -й группы.

В предлагаемой методике (см. рис. 1) наиболее уязвимым местом, существенно влияющим на объективность оценки качества изделий, является применение коэффициентов весомости групп. Известны такие методы определения коэффициентов весомости, как метод параметрических регрессионных зависимостей, предельных и номинальных значений, эквивалентных соотношений, экспертный. Результаты исследований автора [5, 7] показали, что наиболее объективные результаты оценки качества можно получить при применении метода анализа иерархий (МАИ) [8], который строго формализован, учитывает многокритериальность и неопределенность задачи, позволяет выбирать альтернативные решения на основании критериев, выражающихся как количественными, так и качественными характеристиками. Объективность МАИ обеспечивается иерархической декомпозицией системы критериев на более простые подсистемы, которые в дальнейшем обрабатываются путем их попарного сравнения. При этом применяются несложные вычислительные процедуры тензорного исчисления. Для ранжирования групп показателей качества формируется матрица для попарного сравнения, порядок которой определяется числом групп показателей.

В МАИ качественные сравнения выбранных критериев переводятся в количественные показатели с использованием вербально-числовой шкалы, меняющейся в пределах от 1 до 9 и содержащей обоснование выбранной степени значимости критерия относительно сравниваемого [8]. Например, при одинаковой значимости критериев им присваивается один балл, при некотором преобладании значимости одного критерия над другим — три балла и т. д. В МАИ сравниваются относительные важности элементов столбца матрицы к элементам строки. Поэтому если элемент столбца важнее, чем элемент строки, то в соответствующую клетку за-

Показатели качества автомобильных кранов

Признак группы	Показатели качества	КС-5561 (КАМА3-43118)	Аналоги		
			КС-55722 (КАМА3-53228)	МКТ-25 (УРАЛ-5557)	
1. Размерные	1.1. Дорожный просвет, мм	390	350	360	
	1.2. Передний угол свеса, град.	60	55	58	
	1.3. Задний угол свеса, град.	40	35	38	
	1.4. Максимальный вылет стрелы, м	18	17	19	
	1.5. Высота подъема крюка со стрелой, м	22	20,5	21,8	
	1.6. Высота подъема крюка с гуськом, м	28	28	27	
	1.7. Максимальная длина стрелы, м	18	18	18	
	1.8. Число секций стрелы	3	3	3	
	1.9. Длина гуська, м	7	7	7	
	1.10. Объем топливного бака, л	250	250	300	
	1.11. Длина стрелы в походном положении, м*	8	8,3	9,7	
	1.12. Радиус поворота по бамперу, м	11,5	11,3	13,4	
	1.13. Высота, мм	3400	3300	3050	
	1.14. Длина, мм	8535	8900	9320	
	1.15. Ширина, мм	2500	2500	2500	
	1.16. Колесная база, мм	4350	4000	6760	
Итого	Коэффициент весомости 0,051	0,580	0,265	0,332	
2. Силовые	2.1. Грузоподъемность крана, т	25	25	25	
	2.2. Номинальная мощность двигателя, кВт	191	191	180	
	2.3. Максимальный крутящий момент двигателя, Н·м	1030	1030	834	
	2.4. Максимальный грузовой момент, т·м	48	48	48	
	2.5. Мощность генератора, кВт	2	2	2	
	2.6. Передаточное число главной передачи	6,53	7,22	6,36	
	2.7. Максимальный преодолеваемый подъем, градус	31	25	30	
	2.8. КПД трансмиссии	0,77	0,77	0,77	
	2.9. Тип топлива (газ-3, дизтопливо-2, бензин-1)	2	2	2	
	2.10. Тип привода крана (гидравлический — 2, механический — 1)	2	2	2	
	2.11. Снаряженная масса шасси, т	7,5	8,1	7,8	
	2.12. Полная масса, т	27,5	30,1	28,8	
Итого	Коэффициент весомости 0,151	0,5165	0,2500	0,1935	
3. Динамические	3.1. Максимальная скорость, км/ч	60	60	60	
	3.2. Скорость подъема груза, м/мин	5	8	6,5	
	3.3. Максимальная скорость подъема пустого крюка, м/мин	15	15	15	
	3.4. Частота вращения поворотной части, мин ⁻¹	2,5	2,5	2,5	
	3.5. Число колес с дисковыми тормозами	0	0	0	
	3.8. Тип подвески (пневмо — 2, рессорная — 1)	1	1	1	
	3.9. Тип подвески (независимая — 2, зависимая — 1)	1	1	1	
	3.10. Управляемость, баллы	8	7	6	
	3.11. Скорость посадки груза, м/мин	0,2	0,2	0,2	
	3.12. Эластичность 30—50 км/ч, с	24	25	24	
	3.13. Тормозной путь с 60 км/ч, м	65	60	50	
	3.14. Коэффициент сопротивления воздуху C _x	0,74	0,75	0,68	
	Итого	Коэффициент весомости 0,109	0,1531	0,1410	0,2692
	4. Экономические	4.1. Чистая текущая стоимость, руб.	1 298 131	1 168 457	950 194
4.2. Рентабельность инвестиций		1,61	1,50	1,38	
4.3. Бюджетный эффект, руб.		2 113 534	2 071 512	1 964 528	
4.4. Внутренний коэффициент окупаемости, %		44,18	40,55	35,81	
4.5. Удельная трудоемкость ТОР шасси, чел·ч/1000 км		11,36	11,80	11,78	
4.6. Удельная трудоемкость ТОР крана, чел·ч/1000 мото/ч		9,60	10,30	9,60	
4.7. Контрольный расход топлива, л/(100 км)		38	38	39	
4.8. Срок текущей окупаемости, лет		4,6	5,1	5,9	
4.9. УДЧР, руб./ч		419,297	426,539	443,337	
4.10. Затраты на 1 ч, руб./ч		514,03	504,52	514,24	
4.11. Расход масла на угар, %		0,2	0,2	0,2	
4.12. Стоимость норма·часа, руб./ч		700	700	700	
4.13. Число точек обслуживания при ТО		48	42	53	
Итого	Коэффициент весомости 0,270	0,7289	0,5179	0,0811	

Признак группы	Показатели качества	КС-5561 (КАМАЗ-43118)	Аналоги	
			КС-55722 (КАМАЗ-53228)	МКТ-25 (УРАЛ-5557)
5. Надежности	5.1. Ресурс до списания, тыс. км	450	350	350
	5.2. Пробег до I капремонта, тыс. км	450	350	350
	5.3. Нарботка на отказ, тыс. км	45	35	35
	5.4. Периодичность ТО-2, тыс. км	16 500	16 500	17 000
	5.5. Приспособленность к условиям эксплуатации в РФ	100	100	100
	5.6. Наличие оцинковки листов кабины	0	0	0
	5.7. Минимальное время ожидания запчастей, ч	72	72	96
Итого	Коэффициент весомости 0,262	0,5714	0,1429	0,1429
6. Нормативные	6.1. Экологичность (Евро-3 — 3; Евро-2 — 2; Евро-1 — 1)	2	2	2
	6.2. АБС (есть — 1, нет — 0)	1	1	1
	6.3. Внешний шум, дБА	75	78	76
	6.4. Внутренний шум, дБА	70	75	78
Итого	Коэффициент весомости 0,074	0,5000	0,0938	0,1667
7. Эргономики и дизайна	7.1. Удобство рабочего места водителя, баллы	8	7	6
	7.2. Обзорность, баллы	8	8	6
	7.3. Информативность приборов, баллы	7	7	6
	7.4. Число регулировок сиденья	5	4	4
	7.5. Число регулировок рулевого колеса	2	0	0
	7.6. Число передач стеклоочистителя	2	2	2
	7.7. Внешность, баллы	5	5	4
	7.8. Интерьер, баллы	4	4	4
	7.9. Удобство захода — выхода, баллы	4	4	6
	7.10. Тип управления коробкой (пневмо — 2, тросовый — 1, рычажный — 0)	0	0	0
	7.11. Усилие на рычаге КП, кг	12	12	13
	7.12. Усилие на рулевом колесе, кг · м	12	12	14
	7.13. Усилие на педали сцепления, кг	14	14	12
Итого	Коэффициент весомости 0,05	0,6154	0,4231	0,1538
8. Комплектация	8.1. Наличие гуська (есть — 1, нет — 0)	1	1	1
	8.2. Наличие предпускового подогревателя	1	1	0
	8.3. Наличие системы курсовой устойчивости	0	0	0
	8.4. Усилитель рулевого управления (есть — 1, нет — 0)	1	1	1
	8.5. Центральный замок	0	0	0
	8.6. Наличие микропроцессора слежения	1	1	1
	8.7. Противоугонная сигнализация	0	0	0
	8.8. Электрообогрев лобового стекла	0	0	0
	8.9. Электрообогрев зеркал	1	1	0
	8.10. Электропривод зеркал	0	0	0
	8.11. Электрообогрев сидений	0	0	0
	8.12. Электростеклоподъемники	0	0	0
	8.13. Омыватель лобового стекла	1	1	1
	8.14. Наличие "черного ящика"	1	1	1
	8.15. Наличие камер в шинах (нет — 1, есть — 0)	0	0	0
	8.16. Зеркало заднего вида с автозатемнением	0	0	0
	8.17. Климат-контроль	0	0	0
	8.18. Люк в крыше	1	1	1
	8.19. Наличие огнетушителя, аптечки	1	1	1
	8.20. Искусственное внутреннее освещение	1	1	1
	8.21. Противотуманные фары	1	1	1
	8.22. Омыватель фар	0	0	0
	8.23. Наличие запасного колеса	1	1	1
	8.24. Защита моторного отсека	1	1	1
	8.25. Окраска "металлик"	0	0	0
	8.26. Ксеноновые фары ближнего света	0	0	0
	8.27. Магнитола	0	0	0
	8.28. Автоматическая коробка передач	0	0	0
	8.29. Мультифункциональное рулевое колесо	0	0	0
	8.30. Наличие автономного отопителя	1	1	1
	8.31. Наличие ретардера	0	0	0

Признак группы	Показатели качества	КС-5561 (КАМАЗ-43118)	Аналоги	
			КС-55722 (КАМАЗ-53228)	МКТ-25 (УРАЛ-5557)
	8.32. Наличие моторного тормоза	0	0	0
	8.33. Наличие кондиционера	0	0	0
	8.34. Тахограф	1	1	1
Итого	Коэффициент весомости = 0,033	0,4412	0,4412	0,3824
Коэффициент качества		0,5531	0,2866	0,1675
Цена изделий, млн руб.		2,135	2,345	2,535
Коэффициент конкурентоспособности по формуле (6)		0,3950	0,2019	0,1005
Коэффициент конкурентоспособности по формуле (7)		0,2590	0,1222	0,0661
* Обратные показатели качества выделены курсивом				

носится отношение, например, 3/1, в противном случае — обратное число (1/3).

Расчет коэффициента качества рекомендуется вести в форме табл. 2, где, во-первых, показатели качества (в единицах измерения) сгруппированы по определенным признакам, во-вторых, в каждой группе разделены на "прямые" (прямой шрифт) и "обратные" (курсив), в-третьих, определены максимальные значения каждого показателя, необходимые для использования приведенных далее формул (8), (9), в-четвертых, методом профилей по формуле (5) определяется групповой коэффициент качества для каждого изделия, в-пятых, по формуле (10) рассчитывается интегральный коэффициент качества.

Апробация методики оценки качества изделия. Практическое применение описанной методики оценки качества покажем на примере трех автомобильных кранов грузоподъемностью 25 т (см. табл. 2). Выбранные 113 показателей качества классифицированы на 8 групп по схожим признакам. Внутри каждой группы показатели разделены на "прямые" и обратные". "Прямыми" называются те показатели, с увеличением которых качество объекта повышается, а для "обратных" — снижается.

Групповые показатели качества кранов были определены по методу профилей с применением формул (2)—(4), т. е. без учета коэффициентов весомости. При расчетах за максимальный принимали самый большой по абсолютной величине показатель среди сравниваемых объектов, а минимальное значение показателей приняли равным нулю. Преимущество метода профилей в том, что он нагляден, прост в применении, позволяет непосредственно интегрировать большое количество разноразмерных показателей изделия в одно число. Основной недостаток метода в том, что в нем не учитывается весомость показателей — все показатели принимаются равноценными. Для расчета интегрального показателя качества автомобилей по

МАИ определяли коэффициенты весов групп показателей качества (табл. 3), а по формуле (2) — интегральные коэффициенты качества. Самый лучший показатель качества $K_K = 0,5531$ оказался у КС—5561.

Качество — важный интегральный оценочный показатель, находящийся, однако, не на самом верхнем уровне иерархии оценочных показателей изделий. Для товаров (услуг) оценочным показателем нулевого уровня является конкурентоспособность, которая интегрирует качество и цену товара. По этим двум критериям потребитель принимает окончательное решение о покупке товара. Так, в 2015 г. в России было продано 14,5 тыс. автомобилей В-класса Hyundai Solaris, а автомобилей того же класса семейства Лада — 269,1 тыс. штук, т. е. в 18,6 раза больше [9]. Причина этого простая — Hyundai Solaris в среднем в 1,5—1,8 раза дороже Лады.

Методика измерения конкурентоспособности изделия и ее апробация. При оценке изделия ЛПР должен сначала построить иерархию оценочных показателей, а затем принимать решение о выборе метода их интеграции в один числовой показатель. Как показывает практика оценки различных изделий, как правило, показатель нулевого уровня складывается из двух интегральных показателей уровня I. Для расчета уровня конкурентоспособности товара предлагается формула

$$K = \lambda K_K + (1 - \lambda)(1 - C/C_{\max}), \quad (6)$$

где K_K — коэффициент качества; C — цена оцениваемого товара; C_{\max} — условная максимальная цена данного товара, применяемая для всей группы сравниваемых изделий.

С учетом предпочтений потребителей по формуле (6) определяли коэффициент конкурентоспособности сравниваемых автокранов (см. табл. 2). Наибольший коэффициент конкурентоспособности, равный 0,3950, имеет автокран КС-5561. При

Матрица попарных сравнений групп показателей качества

Показатели	1. Раз- мерные	2. Сило- вые	3. Дина- мические	4. Эконо- мические	5. Надеж- ности	6. Нор- мативные	7. Эрго- номики и дизайна	8. Комп- лектация	Кoeffи- циент весомости
1. Размерные	1	1/4	1/2	1/4	1/5	1/2	1	2	0,051
2. Силловые	4	1	2	1/2	1/4	3	3	4	0,151
3. Динамические	2	1/2	1	1/3	1/3	2	3	4	0,109
4. Экономические	4	2	3	1	2	4	4	5	0,270
5. Надежности	5	4	3	0,5	1	4	5	5	0,262
6. Нормативные	2	1/3	1/2	1/4	1/4	1	2	3	0,074
7. Эргономики и дизайна	1	1/3	1/3	1/4	1/5	1/2	1	2	0,050
8. Комплектация	1/2	1/4	1/4	1/5	1/5	1/3	1/2	1	0,033

расчетах принимали коэффициент предпочтения $\lambda = 0,6$, т. е. с точки зрения ЛПР качество оценивалось выше. Если предпочтение отдать качеству ($0,5 < \lambda \leq 1$), то конкурентная позиция более качественных изделий повышается, а если цене ($0 < \lambda \leq 0,5$), то, наоборот, у дешевых изделий коэффициент конкурентоспособности будет выше. При $\lambda = 0$ сравниваемые изделия по конкурентоспособности будут ранжироваться по цене, а при $\lambda = 1$ — по качеству. На рынках с низкой платежеспособностью рекомендуется принимать λ в пределах $0,3 \div 0,4$, а в платежеспособных — $0,5 \div 0,6$.

Достоинство формулы (6) в том, что она позволяет учесть предпочтения ЛПР, оценить конкурентоспособность изделия индивидуально, т. е. при отсутствии конкурентов интегрировать два разноразмерных показателя в один.

Конкурентоспособность изделия можно рассчитать, поделив коэффициент качества на цену:

$$K = K_k / \Pi. \quad (7)$$

Отношение (7) показывает, сколько единиц качества приходится на одну денежную единицу цены товара. Естественно, чем выше качество, тем выше конкурентоспособность товара. Формула (7) удобна для расчетов, позволяет оценить изделие индивидуально даже при отсутствии аналогов. Этот подход рекомендуется использовать в тех случаях, когда у оцениваемого товара мало аналогов. Недостаток подхода в том, что он не учитывает предпочтения ЛПР, т. е. считается, что цена и качество — факторы равнозначные.

Результаты оценки конкурентоспособности автокранов по формуле (7) показали (см. табл. 2), что наибольший коэффициент конкурентоспособности, равный 0,2590, имеет, как и в первом случае, автокран КС—5561. Такой результат обусловлен тем, что у КС—5561 самый высокий среди сравниваемых объектов коэффициент качества при минимальной цене.

Третий метод, предлагаемый для оценки конкурентоспособности товаров, основан на расчете

"красной цены" оцениваемого товара и его аналогов. "Красная цена" — это сложившаяся в обществе в конкретный момент времени на определенном сегменте рынка стоимость товара, соответствующая его определенной потребительской ценности. "Красная цена" товара устанавливается статистической обработкой данных по цене и интегральному коэффициенту качества товаров-конкурентов. Результаты обработки целесообразно изобразить графически, для чего на двухкоординатном поле "цена — качество" для товаров-аналогов по методу наименьших квадратов строят линию функциональной зависимости $\Pi = f(K_k)$, выражаемой уравнением

$$\Pi_k = b_0 + b_1 K_k, \quad (8)$$

где b_0 и b_1 — коэффициенты регрессии, которые определяются при решении системы уравнений:

$$\begin{cases} nb_0 + b_1 \sum_{i=1}^n K_{k_i} = \sum_{i=1}^n \Pi_i; \\ b_0 \sum_{i=1}^n K_{k_i} + b_1 \sum_{i=1}^n K_{k_i}^2 = \sum_{i=1}^n K_{k_i} \Pi_i. \end{cases} \quad (9)$$

Здесь n — число сравниваемых товаров; K_{k_i} и Π_i — коэффициент качества и цена i -го изделия.

Коэффициенты b_0 и b_1 регрессии системы уравнений (9) определяются с учетом значений K_k и Π сравниваемых товаров по формулам:

$$b_0 = \frac{\sum_{i=1}^n \Pi_i - a_1 \sum_{i=1}^n K_{k_i}}{n};$$

$$b_1 = \frac{n \sum_{i=1}^n K_{k_i} \Pi_i - \sum_{i=1}^n K_{k_i} \sum_{i=1}^n \Pi_i}{n \sum_{i=1}^n K_{k_i}^2 - \left(\sum_{i=1}^n K_{k_i} \right)^2}. \quad (10)$$

Показатели качества и конкурентоспособности 13 моделей шин размерности 205/55 R16*

Признак группы качества	Показатели качества	Bridgestone Turanza T001	Continental Conti Premium Contact 5	Cooper	4. Goodyear Efficient Grip Performance	Hankook Ventus Prime	Michelin Primacy 3	Nokian Hakka Blue	Pirelli Cinturato P7	Toyo Proxes CF2	Yokohama C drive	Cordiant Sport 3	Formula Energy	Vatti Strada Asimetrico	Лучший показатель среди сравниваемых шин
1. Мокрый асфальт	1.1. Надежность управления, баллы	6	10	7	9	8	9	9	8	9	6	7	8	8	10
	1.2. Скорость начала аквапланирования, км/ч	78,0	79,1	72,8	78,8	80,6	78,1	75,1	80,7	78,3	80,3	78,1	80,7	75,1	80,7
	1.3. Время прохождения круга, с	15,9	15,2	16,5	15,5	15,7	16,1	16,2	15,3	15,3	16,1	16,7	16,4	17,1	15
	1.4. Время прохождения извилистой трассы, с	108	102	112	102	104	106	105	103	105	109	110	110	110	102
	1.5. Тормозной путь, м	34,0	29,1	34,7	33,8	32,4	32,6	32,8	31,8	31,8	32,4	33,4	36,3	34,5	29,1
Итого	$\alpha_1 = 0,393$	0,35	0,48	0,34	0,43	0,42	0,42	0,41	0,43	0,43	0,36	0,35	0,39	0,35	0,48
2. Сухой асфальт	2.1. Надежность управления, баллы	8	8	7	8	9	9	9	9	8	8	8	8	7	9
	2.2. Тормозной путь, м	40,5	37,7	40,9	38,8	38,9	38,0	39,7	39,1	39,1	39,7	41,3	40,2	41,5	37,7
Итого	$\alpha_2 = 0,393$	0,46	0,49	0,40	0,48	0,53	0,54	0,52	0,53	0,47	0,47	0,45	0,46	0,39	0,55
3. Комфорт и экономичность	3.1. Акустический комфорт, баллы	6	10	8	9	9	8	7	9	9	8	7	8	7	10
	3.2. Плавность хода, баллы	6	10	8	9	8	8	7	8	9	7	8	8	8	10
	3.3. Сопротивление качению, кг/1000 кг	8,9	8,3	8,4	7,7	9,6	8,2	8,8	9,3	8,3	9,1	10,0	9,0	10,5	8
Итого	$\alpha_3 = 0,178$	0,60	0,74	0,60	0,69	0,60	0,61	0,52	0,61	0,67	0,54	0,52	0,58	0,50	0,76
4. Конструктивные параметры	4.1. Максимальная скорость, км/ч	270	240	240	240	240	240	240	240	240	240	240	240	240	270
	4.2. Грузоподъемность, кг	670	615	615	615	615	615	670	615	615	670	615	670	615	670
	4.3. Твердость резины по Шору, ед.	60	57	59	62	62	56	65	65	60	61	58	65	60	66
	4.4. Глубина протектора, мм	7,7	8,0	7,7	7,6	7,5	7,0	7,0	8,1	8,1	8,5	8,0	7,5	8,1	8,5
	4.5. Масса, кг	9,7	8,8	9,7	7,8	8,8	8,8	8,2	8,2	8,6	9,1	9,9	9,0	9,3	9,9
	4.6. Масса груза при балансировке, г	23	35	26	43	24	40	24	24	24	50	38	22	25	19
ИТОГО	$\alpha_4 = 0,036$	0,73	0,67	0,68	0,67	0,71	0,63	0,73	0,72	0,64	0,66	0,72	0,72	0,73	0,81

* Обратные показатели качества выделены курсивом

Практическое применение данного подхода к оценке конкурентоспособности товаров показано на примере автомобильных шин размерности 205/55 R16. Летние шины 13 моделей подверглись дорожным испытаниям на полигоне компании Michelin на седане Skoda Octavia экспертами "Авторевю" [10]. Качество шин оценивали по 16 показателям, полученным в ходе испытаний, которые были распределены на следующие группы (табл. 4): 1) полученные при испытании на влажном асфальте (пять показателей); 2) на сухом асфальте (два); 3) комфортности и экономичности (три); 4) конструктивные показатели (шесть). В соответствии с предложенным алгоритмом (см. рис. 1) методом профилей по формуле (2) были рассчитаны групповые показатели качества шин, затем с учетом мнений экспертов определили коэффициенты весо-ности групп (табл. 5) и по формуле (5) — коэффициенты качества. Расчеты велись в среде Excel, для чего была сформирована расчетная таблица, ана-логичная табл. 2, в которой реализовался алгоритм расчета коэффициента качества согласно рис. 1.

Линия "красной цены" (рис. 3) для исследуемых шин выражалась регрессионной зависимостью

$$Ц_{к_i} = 1,238 + 4,867 K_{к_i}, \quad (11)$$

где $Ц_{к_i}$ — "красная цена" i -й шины при уровне ка-чества $K_{к_i}$, тыс. руб.

Коэффициент конкурентоспособности товара по линии "красной цены" при коэффициенте ка-чества $K_к$ определяется по формуле

$$K(K_к) = Ц_к/Ц_ф = (b_0 + b_1 K_к)/Ц_ф, \quad (12)$$

где $Ц_к$, $Ц_ф$ — "красная" и фактическая цены товара.

Уровень конкурентоспособности товара тем вы-ше, чем $K(K_к)$ больше единицы. Когда $K(K_к) > 1$, товар недооценен, покупатель недоплачивает за то-вар. При данном уровне качества фактическая цена занижена относительно потребительской ценности товара. Если $K(K_к) < 1$, товар переоценен, покупа-тель переплачивает за товар. При информирован-ности покупателей такой товар не найдет спроса на рынке. При $K(K_к) = 1$ "красная" и фактическая цены товара равны, покупатель платит столько, сколько стоит товар данного качества. Запас кон-

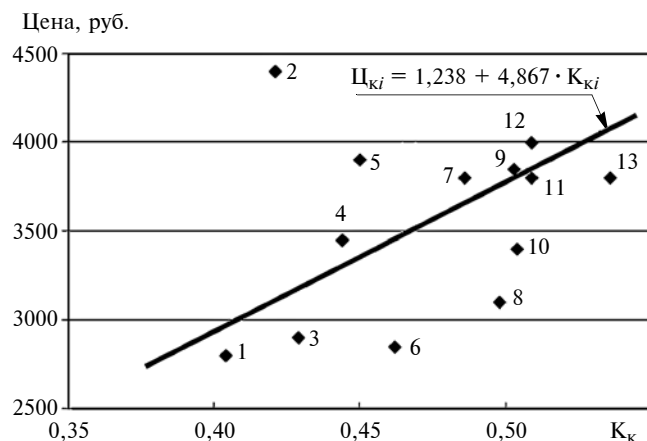


Рис. 3. Зависимость цены шин размерности 205/55 R16 от качества:

1 — Viatti; 2 — Cooper; 3 — Cordiant; 4 — Yokohama; 5 — Bridgestone; 6 — Formula; 7 — Nokian; 8 — Toyo; 9 — Goodyear; 10 — Hankook; 11 — Michelin; 12 — Pirelli; 13 — Continental

курентоспособности товара в этом случае равен нулю. Запас конкурентоспособности определяется как разность "красной" и фактической цен товара:

$$З_к = Ц_к - Ц_ф. \quad (13)$$

Запас конкурентоспособности $З_к$ показывает недоплаченную (переплаченную) покупателем сум-му за товар, а также потенциал изменения цены то-вара. Можно утверждать, что чем $З_к$ товара больше, тем потенциал расширения его доли рынка выше. При наличии товаров-заменителей, когда $З_к < 0$, доля рынка данного товара уменьшится, так как покупатели, информированные о завышенной це-не, могут отказаться от него.

По формуле (12) были определены коэффици-енты конкурентоспособности (табл. 6), а по их зна-чениям — ранги сравниваемых шин. Установлен-ные по методу линии "красной цены" ранги шин на 100 % совпали с рангами, определенными по мето-ду предпочтений потребителей [формула (6)], и не-значительно отличаются от рангов, установленных по формуле (7). Как видно из табл. 6, место 1 по ко-эффициенту конкурентоспособности заняла модель Formula Energy, у которой $З_к = 637$ руб., т. е. она недооценена, продается дешевле, чем она должна стоить при коэффициенте качества $K_к = 0,462$. Среди сравниваемых шин самый низкий коэффи-

Таблица 5

Матрица сравнения групп показателей летних шин

Показатели	1. Мокрый асфальт	2. Сухой асфальт	3. Комфорт и экономичность	4. Конструктивные параметры	Коэффициент весо-ности
1. Мокрый асфальт	1	1/1	3/1	8/1	0,3931
2. Сухой асфальт	1/1	1	3/1	8/1	0,3931
3. Комфорт и экономичность	1/3	1/3	1	9/1	0,1776
4. Конструктивные параметры	1/8	1/8	1/9	1	0,0363

коэффициент конкурентоспособности $K = 0,096$ у шины Соорег. При покупке этой шины продавцу переплачивается 1113 руб.

Все три методики расчета конкурентоспособности позволяют определить конкурентную цену товара, если известен уровень его качества и коэффициенты конкурентоспособности аналогов. Для этого в формулы (6), (7), (12) подставляют самое лучшее значение коэффициента конкурентоспособности среди сравниваемых изделий и значение коэффициента качества изделия, интересующего ЛПР, и проводят расчет его конкурентной цены. Полученная цена будет обеспечивать товару конкурентоспособность не ниже, чем у лучшего товара среди объектов сравнения.

Покажем расчет конкурентной цены наименее привлекательной шины среди сравниваемых моделей — Соорег, у которой коэффициент качества

$K_k = 0,421$. По формуле (6) при $\lambda = 0,5$, $K_k = 0,421$, $K_{max} = 0,407$ и $C_{max} = 4400$ руб. (см. табл. 6) цена определится из соотношения $0,407 = 0,5 \cdot 0,421 + (1 - 0,5)(1 - C/4400)$, отсюда $C = 2,671$ тыс. руб.; по формуле (7) при $K_{max} = 0,162$ и $K_k = 0,421$ конкурентная цена $C = 2,598$ тыс. руб.; по формуле (12) при $K_{max} = 1,224$ и $K_k = 0,421$, решая уравнение $1,224 = (1,2382 + 4,8665 \cdot 0,421)/C$, получим $C = 2,685$ тыс. руб.

Расчеты показывают, что конкурентная цена, рассчитанная по разным методикам оценки конкурентоспособности изделий, несколько различается. Для шины модели Соорег среднее значение конкурентной цены составило 2651 руб. при фактической цене 4400 руб. Для обеспечения конкурентоспособности производителю (продавцу) шины модели Соорег надо снизить цену своей продукции на $4400 - 2651 = 1749$ руб.

Таблица 6

Результаты сравнительной оценки конкурентоспособности шин размерности 205/155R16

Показатель конкурентоспособности	1. Bridgestone Turanza T001	2. Continental Conti Premium Contact 5	3. Cooper	4. Goodyear Efficient Grip Performance	5. Hankook Ventus Prime	6. Michelin Primacy 3	7. Nokian Hakka Blue	8. Pirelli Cinturato P7	9. Toyo Proxes CF2	10. Yokohama C drive	11. Cordiant Sport 3	12. Formula Energy	13. Viatti Strada Asimmetrico	14. Лучший показатель среди сравниваемых машин
1. Коэффициент качества по формуле (5)	0,450	0,536	0,421	0,503	0,504	0,509	0,486	0,509	0,498	0,444	0,429	0,462	0,404	0,568
2. Место по уровню качества	9	1	12	5	4	2	7	3	6	10	11	8	13	—
3. Место по оценке экспертов "Авторевию"	10	1	12	5—6	3—4	5—6	7	2	3—4	8—9	11	8—9	13	—
4. Коэффициент конкурентоспособности по формуле (7)	0,115	0,141	0,096	0,131	0,148	0,134	0,128	0,127	0,161	0,129	0,148	0,162	0,144	0,129
5. Место по уровню конкурентоспособности	12	6	13	8	3	7	10	11	2	9	4	1	5	—
6. Средняя цена шин, Ц, тыс. руб. [10]	3,900	3,800	4,400	3,850	3,400	3,800	3,800	4,000	3,100	3,450	2,900	2,850	2,800	—
7. Коэффициент конкурентоспособности по предпочтению потребителей при $\lambda = 0,5$ по формуле (6)	0,282	0,336	0,210	0,314	0,365	0,323	0,311	0,300	0,397	0,330	0,385	0,407	0,384	0,284
8. Место по уровню конкурентоспособности по предпочтению потребителей	12	6	13	9	5	8	10	11	2	7	3	1	4	—
9. "Красная цена" по формуле (11), C_k , тыс. руб.	3428	3847	3287	3686	3690	3715	3603	3715	3661	3399	3326	3487	3204	—
10. Коэффициент конкурентоспособности по "красной цене" (формула (12))	0,879	1,012	0,747	0,957	1,085	0,978	0,948	0,929	1,181	0,985	1,147	1,224	1,144	1,224
11. Место по уровню конкурентоспособности по "красной цене"	12	6	13	9	5	8	10	11	2	7	3	1	4	—

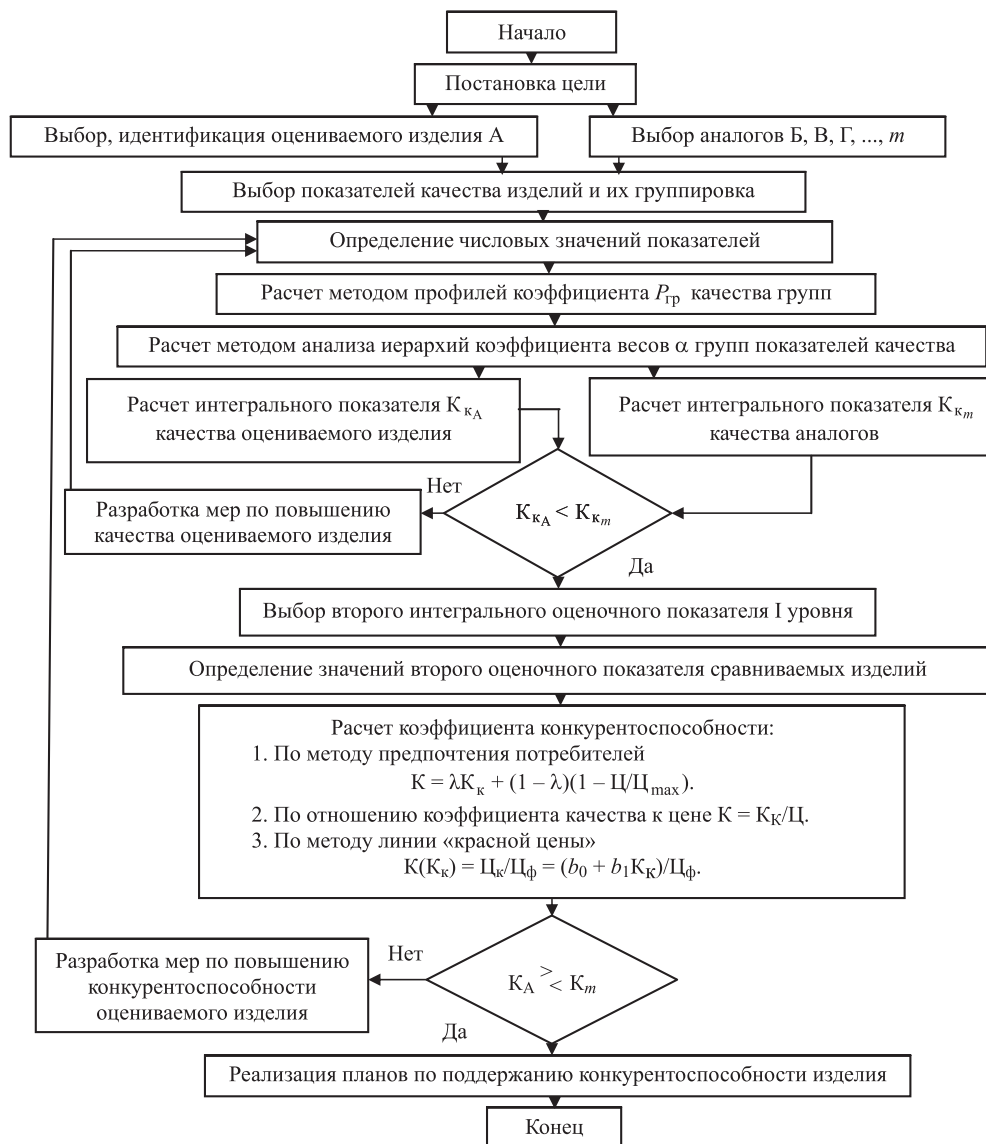


Рис. 4. Двухступенчатая модель управления уровнем конкурентоспособности изделий

Разработанные методики оценки качества и конкурентоспособности были приняты за основу двухступенчатой модели управления уровнем качества и конкурентоспособности изделий на этапах их жизненного цикла (рис. 4). На ступени I сравниваются коэффициенты качества изделий и коэффициент K_k ; если он у оцениваемого объекта меньше, чем у конкурентов, то принимаются меры по его повышению. При этом необходимо улучшать те показатели качества, которые наиболее весомы, и те, по которым изделие уступает конкурентам. Процесс этот циклически продолжается до тех пор, пока коэффициент качества оцениваемого изделия не превысит уровень конкурентов. На ступени II изделия сравниваются по конкурентоспособности. На этой ступени тоже имеется возможность повышения интегрального показателя оцениваемого изделия реализацией мер по улучшению его слабых сторон. Эти меры особенно эффективны на этапе

НИОКР, так как на ранних этапах проектирования материальные и трудовые затраты на улучшение показателей качества будут минимальными.

Выводы

1. Предложенная методика "профилей" оценки уровня качества позволяет разноразмерные показатели качества обобщать в один числовой показатель, ранжировать сравниваемые изделия, легко моделировать уровень качества изделия на этапах его жизненного цикла и оценить качество изделия даже при отсутствии его конкурентов. Методика комплексно сочетает количественный и качественные подходы к измерению иерархически структурированных объектов, соответствует сформулированным квалиметрическим требованиям, удобна для применения, устойчива к изменениям.

2. Разработаны три методики определения конкурентоспособности сравниваемых изделий, которые обобщают два показателя уровня I совершенства изделий одним из трех способов: 1) по предпочтению потребителей; 2) по отношению коэффициента качества к цене; 3) по линии "красной цены" конкурирующих изделий. Методики универсальны, позволяют моделировать уровень конкурентоспособности товара, определить конкурентную цену.

3. Методики оценки качества и конкурентоспособности не только дают способ ранжирования изделий, но и имеют внутренние средства для интерпретации результатов.

4. Предложенная двухступенчатая модель управления конкурентоспособностью изделия основана на последовательном расчете и сравнении с аналогами на ступени I по качеству, на ступени II по конкурентоспособности и на разработке на обеих ступенях мероприятий по улучшению показателей интересующего ЛПР изделия. Модель рекомендуется к применению при создании новых товаров, так как она способствует обеспечению на основе формализованного системного подхода конкурентоспособности разрабатываемой модели.

5. Апробация предложенных методик на примере автокранов и шин легковых автомобилей показала их практическую применимость и достаточную объективность.

1. **Фасхиев Х. А., Крахмалева А. В., Шайхутдинов И. Ф.** Качество товара. Как его измерить? // Вестник машиностроения. 2006. № 8. С. 69—79.

2. **Федюкин В. К., Дурнев В. Д., Лебедев В. Г.** Методы оценки и управления качеством промышленной продукции. М.: Информационно-издательский дом "Филинь", Рилант, 2001. 328 с.

3. **Лифиц И. М.** Формирование и оценка конкурентоспособности товаров и услуг. М.: Юрайт-Издат, 2004. 335 с.

4. **Фасхиев Х. А.** Анализ методов оценки качества и конкурентоспособности грузовых автомобилей // Методы менеджмента качества. 2001. № 3. С. 24—28; № 4. С. 21—26.

5. **Фасхиев Х. А.** Как оценить и управлять качеством и конкурентоспособностью товаров и услуг // Маркетинг в России и за рубежом. 2014. № 3. С. 67—81. № 4. С. 72—84.

6. **Фасхиев Х. А., Костин И. М.** Техничко-экономическая оценка грузовых автомобилей при разработке. Набережные Челны: Изд-во КамПИ, 2002. 480 с.

7. **Фасхиев Х. А.** Определение весомости показателей качества автомобилей и их компонентов // Грузовик. 2008. № 5. С. 23—27.

8. **Саати Т.** Принятие решений. Метод анализа иерархий. М.: Радио и связь, 1989. 316 с.

9. **Статистика** продаж автомобилей в России в 2015 году. URL: http://serega.icnet.ru/CARSaleAuto_2015_Russia.html.

10. **Расстегаев О., Мохов А., Шадричев И.** Между первой и второй // Авторевю. 2014. № 6. С. 34—41.

Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присылать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой, кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14-й кегль, расстояние между строк 1,5).

К статье прилагаются:

1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995, и может быть опубликована в открытой печати;

2) аннотация (1—3 предложения) и ключевые слова;

3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;

2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).

Ф. Г. АМИРОВ, д-р техн. наук (Азербайджанский ТУ, г. Баку), e-mail: fariz.67@mail.ru

Объединение инструментальных блоков в позиции механической обработки сплавов с направленной кристаллизацией эвтектических структур на многопоточных автоматических линиях

Предложена оптимизация механической обработки деталей из сплавов с направленной кристаллизацией эвтектических структур инструментальными блоками на многопоточной автоматической линии, состоящей из односторонних автоматов.

Ключевые слова: композиционный материал, эвтектическая структура, автоматическая линия, инструментальный блок, механическая обработка.

Optimization of machining of parts made of alloys with directed crystallization of eutectic structures by instrumental units on a multi-stream automatic line consisting of one-way automatic machines is proposed.

Keywords: composite material, eutectic structure, automatic line, tool block, machining.

Композиционные материалы (КМ), как правило, состоят из матрицы (связующего) и армирующих элементов. Механическая обработка КМ с металлической матрицей имеет особенность: заготовки из КМ очень прочные, причем их прочность во многом зависит от количества, ориентации и вида армирующих элементов [1–3].

В настоящей работе рассматривается возможность объединения инструментальных блоков позиций механической обработки на многопоточных автоматических линиях (АЛ) сплавов с направленной кристаллизацией эвтектических структур, какими, например, являются различные силумины.

При оптимизации исходный технологический процесс обработки детали инструментальными блоками (ИБ) рассматривается реализация на многопоточной АЛ, состоящей из односторонних автоматов, каждый из которых осуществляет обработку одним блоком [4–6].

Особенность такой линии заключается в изменении числа необходимых единиц оборудования в ходе реализации технологического процесса при переходе от одного ИБ к другому (рис. 1). Поскольку степень дублирования оборудования (число параллельно работающих единиц оборудования, выполняющих обработку данным блоком) для конкретного ИБ определена ранее из условия обеспечения требуемой производительности и качества обработки и не может быть уменьшена, то объединение блоков с разной степенью дублирования для неко-

торых из них ведет к увеличению числа единиц оборудования [7–12].

Рассмотрим подробнее возможные объединения в позиции двух ИБ, один из которых требует N_1 единиц оборудования, другой — N_2 , при этом $N_2 > N_1$. Поскольку для каждого ИБ производительность обеспечена, то увеличение числа единиц оборудования для одного из них можно использовать для снижения затрат на эксплуатацию инструмента. Однако имеются два фактора, влияющих на изменение капитальных вложений: увеличение числа силовых узлов ведет к росту капитальных вложений, уменьшение числа приспособлений, на которых базируется заготовка, и элементов несущей системы, определяющих положение данных приспособлений, ведет к снижению капитальных затрат.

Так как площади, занимаемые односторонними и двухсторонними станками, различаются, то необходимо учитывать изменение занимаемой площади (рис. 2). Кроме того, необходимо учитывать изменение затрат на амортизацию и плановые ремонты оборудования, а также на энергозатраты. Число наладчиков, несмотря на ожидаемое увеличение периода стойкости инструментов, будем считать постоянным. С учетом изменяющихся факторов объединений двух ИБ, требующих раз-

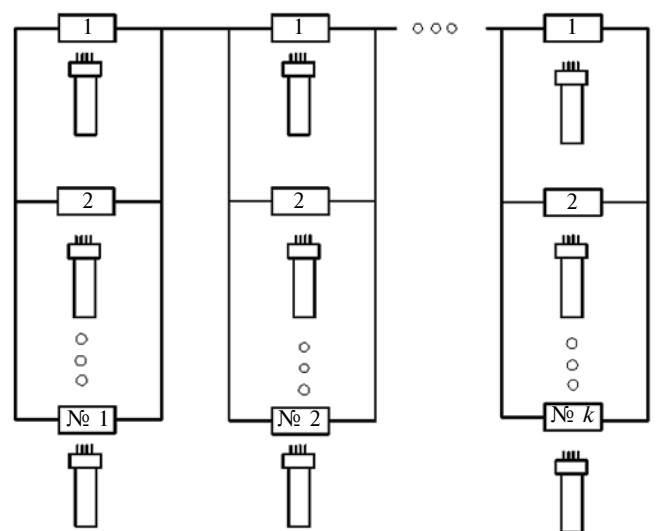


Рис. 1. Схема многопоточной АЛ из односторонних многоинструментальных автоматов

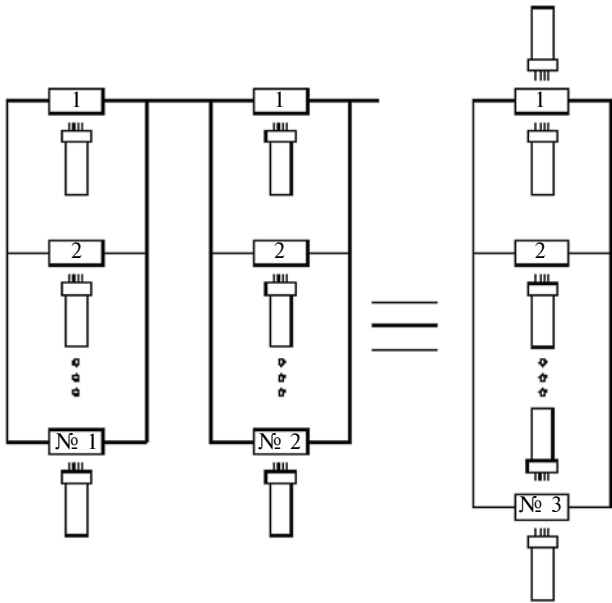


Рис. 2. Схема преобразования многопоточной АЛ из односторонних станков в многопоточную АЛ с двухсторонними станками

ное число единиц оборудования, в одной позиции АЛ можно записать условие производительности:

$$C_{и1} + C_{п1} + C_{э1} + C_{р1} + C_{а1} + E_n(N_1 + N_2)(A_{ср} + A_б) \leq C_{и2} + C_{п2} + C_{э2} + C_{р2} + C_{а2} + E_n N_2(A_{ср} + 2A_б),$$

где $C_{и1}$ и $C_{и2}$ — затраты на эксплуатацию инструмента при обработке соответственно первым и вторым блоками на отдельных станках и в одной позиции; $C_{п1}$ и $C_{п2}$ — затраты на эксплуатацию производственной площади при обработке соответственно первым и вторым блоками на отдельных станках и в одной позиции; $C_{э1}$ и $C_{э2}$ — затраты на энергию соответственно для двух вариантов обработки; $C_{р1}$ и $C_{р2}$ — затраты на ремонт оборудования; $C_{а1}$ и $C_{а2}$ — затраты на амортизацию оборудования; N_1 и N_2 — числа единиц оборудования для требуемой производительности; $E_n = 0,15$ — нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений; $A_{ср}$ — стоимость одного приспособления для закрепления заготовки совместно с элементами несущей системы, определяющими его положение на станке, и коммуникациями, обеспечивающими его работу; $A_б$ — стоимость силового узла, обеспечивающего обработку отдельным ИБ, с элементами несущей системы, определяющими его положение в станке, и коммуникациями, обеспечивающими его работу.

Затраты на эксплуатацию инструментов при обработке КМ первым и вторым ИБ на отдельных односторонних станках определяет выражение

$$C_{иi} = N_1 \Phi K_r \sum_{i=1}^{n_i} \frac{\Pi_{иi} + k_{иi} 3_3 t_{3i} (1 + \beta)}{(k_{иi} + 1) T_{N_1 i}} + 3_{и2},$$

где n_i — число инструментов в первом ИБ; $\Pi_{иi}$ — цена i -го инструмента в первом ИБ; $k_{иi}$ — среднее число переточек i -го инструмента первого ИБ; 3_3 — стоимость одной минуты переточки инструмента; t_{3i} — среднее время заточки i -го инструмента первого ИБ; $\beta = 2$ — коэффициент накладных расходов заточного отделения; Φ — годовой фонд работы АЛ; T_{N_i} — математическое ожидание стойкости i -го инструмента первого ИБ при обработке на N_1 единицах оборудования; $3_{и2}$ — затраты на эксплуатацию инструмента второго ИБ; K_r — коэффициент готовности АЛ.

При объединении первых и вторых ИБ в одну позицию (см. рис. 2) их число выравнивается, т. е. $N_1 = N_3$ и $N_2 = N_3$. Учитывая, что $N_2 > N_1$ и $N_3 = \max\{N_1; N_2\} = N_2$, создаются благоприятные условия для увеличения периода стойкости инструментов первого ИБ ввиду запаса производительности.

Затраты на эксплуатацию инструментов при обработке первым и вторым ИБ в одной позиции механической обработки линии КМ и при сохранении неизменной общей производительности определяет выражение

$$C_{и2} = N_1 \Phi K_r \sum_{i=1}^{n_i} \frac{\Pi_{иi} + k_{иi} 3_3 t_{3i} (1 + \beta)}{(k_{иi} + 1) T_{N_1 i}} \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^{m_i} + 3_{и2},$$

где m_i — показатель степени при стойкости резания для i -го инструмента первого ИБ.

Если режимы резания для первого ИБ не могут быть изменены (для повышения стойкости инструментов), то затраты на их эксплуатацию будут линейно возрастать в зависимости от числа ИБ:

$$C_{и2} = N_1 \Phi K_r \sum_{i=1}^{n_i} \frac{\Pi_{иi} + k_{иi} 3_3 t_{3i} (1 + \beta)}{(k_{иi} + 1) T_{N_1 i}} + 3_{и2}.$$

Затраты на эксплуатацию производственной площади при обработке первым и вторым ИБ на отдельных станках определяет выражение

$$C_{п1} = S_1 k_g (N_1 + N_2) \Pi_{п},$$

при обработке данными блоками в одной позиции они составят:

$$C_{п2} = S_2 k_g N_2 \Pi_{п},$$

где S_1 и S_2 — площади, занимаемые соответственно односторонними и двухсторонними станками; $k_g = 1,4$ — коэффициент, учитывающий дополнительную площадь; $\Pi_{п}$ — годовые затраты на эксплуатацию 1 м² производственной площади.

Затраты на электроэнергию при обработке первым и вторым ИБ на отдельных станках определяет выражение

$$C_{э1} = \frac{M_d k_d \Pi_{э}}{\eta_d} N_1 \Phi K_r + 3_{э2},$$

при обработке данными ИБ в одной позиции они составят:

$$C_{э2} = \frac{M_d k_d \Pi_э}{\eta_d} N_2 \Phi K_r + 3_{э2},$$

где $3_{э2}$ — затраты энергии при обработке вторым ИБ; M_d — мощность двигателя, обеспечивающая обработку первым ИБ; η_d — КПД двигателя; $\Pi_э$ — стоимость 1 кВт/ч; k_d — коэффициент загрузки двигателя; K_r — коэффициент готовности АЛ.

Затраты на ремонт оборудования при обработке первым и вторым ИБ на отдельных односторонних станках определяет выражение

$$C_{р1} = (N_1 + N_2) \frac{3_M R_M + 3_{эл} R_{эл}}{2},$$

при обработке данными ИБ в одной позиции они составят:

$$C_{р1} = N_2(3_M R_M + 3_{эл} R_{эл}),$$

где 3_M и $3_{эл}$ — годовые затраты на единицу ремонтосложности соответственно механической и электрической частей; R_M и $R_{эл}$ — средняя ремонтосложность соответственно механической и электрической частей двухстороннего станка в АЛ.

Затраты на амортизацию оборудования при обработке первым и вторым ИБ на отдельных односторонних станках определяет выражение

$$C_{a1} = \alpha(N_1 + N_2)(A_{ср} + A_б),$$

при обработке данными ИБ в одной позиции они составят:

$$C_{a2} = \alpha N_2(A_{ср} + 2A_б),$$

где $\alpha = 0,091$ — коэффициент амортизационных отчислений; $A_б$ — средняя стоимость одного ИБ с механизмами подачи; $A_{ср}$ — стоимость срединной части станка для установки заготовки на позицию обработки.

Для оценки целесообразности объединения рассматриваемых ИБ преобразуем неравенство (1) в выражение

$$F_{\Sigma} = (C_{и2} - C_{и1}) + (C_{п2} - C_{п1}) + (C_{э2} - C_{э1}) + (C_{р2} - C_{р1}) + (E_H(N_2 A_б - N_1(A_{ср} + A_б))) + (C_{a2} - C_{a1}).$$

Условие предпочтительности $F_{\Sigma} < 0$.

Проанализируем в последней формуле слагаемые в скобках. Анализ влияния числа единиц оборудования на стойкость инструмента показал, что расходы на эксплуатацию инструмента снижаются с увеличением числа единиц оборудования при неизменной программе выпуска.

Для примера рассмотрим распространенный случай, когда в ИБ объединены переходы по выполнению обработки одного вида, например свер-

ления. В этом случае изменение расходов на инструмент составят:

$$F_{и} = C_{и2} - C_{и1} = N_1 \Phi K_r \sum_{i=1}^{n_{и}} \frac{\Pi_{иi} + k_{иi} 3_{эi} t_{эi} (1 + \beta)}{(k_{иi} + 1) T_{N_1 i}} \left(\left(\frac{N_1}{N_2} \right)^{\frac{1 - m_i}{m_i}} - 1 \right).$$

Анализ функции $F_{и}$ показал, что максимальный эффект дает дополнительное дублирование ИБ, выполняющего обработку более дорогим и менее стойким инструментом.

Вычисление максимально допустимой степени дублирования для отдельных ИБ позволяет при необходимости рассматривать большее число возможных вариантов при решении задачи по оптимизации второго типа, т. е. когда исходная структура технологического процесса обработки детали отдельными ИБ из КМ не обеспечивает требуемой производительности. В этом случае существенно повышается производительность накопителей только в результате включения в позиции АЛ инструментальных блоков с завышенным дублированием.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. <http://www.works.tareter.ru/12/10d2b/index.html>
2. <http://wwwsciteclibrary.ru/rus/catalog/pages/4504.html>
3. <http://wwwsciteclibrary.ru/catalog/pages/4440.html>
4. **Амиров Ф. Г.** Предпроектный анализ производства в автоматизированных станочных системах // Механика машиностроения. 2011. № 2. С. 123—128.
5. **Амиров Ф. Г.** Особенности концентрации инструментальных блоков в позиции механической обработки на многопоточных автоматических линиях // Известия Азербайджанского национального аэрокосмического агентства. 2014. Т. 17. № 1. С. 27—31.
6. **Амиров Ф. Г.** Особенности объединения инструментальных блоков в позиции механической обработки на автоматических линиях // Научные работы. 2012. № 1. С. 26—31.
7. **Демьянюк Ф. С.** Технологические основы поточно-автоматизированного производства. М.: Высшая школа, 1968. 700 с.
8. **Султан-заде Н. М., Загидуллин Р. Р.** Повышение производительности ГПС путем оптимизации расписаний // СТИН. 1996. № 12. С. 9—13.
9. **Основы автоматизации машиностроительного производства** / Е. Р. Ковальчук, М. Г. Косов, В. Г. Митрофанов и др.; под ред. Ю. М. Соломенцева. М.: Высшая школа, 1999. 312 с.
10. **Амиров Ф. Г.** Пути повышения эффективности агрегатных станков и автоматических линий // Механика машиностроение. 2002. № 2. С. 35—36.
11. **Амиров Ф. Г.** Общие положения создания перенастраиваемых автоматических станочных систем // Сборка в машиностроении и приборостроении. 2011. № 7. С. 44—47.
12. **Амиров Ф. Г.** Оптимизация планировочных решений автоматизированных станочных систем // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Вып. 42. Донецк-2011. С. 11—16.

М. В. УШАКОВ, д-р техн. наук, И. А. ВОРОБЬЕВ, канд. техн. наук (ФГБОУ ВО "Тулльский ГУ"),
А. М. КОЛЕСНИКОВ (АО "ИТО-Туламаш"), e-mail: imsilya@mail.ru

Особенности применения стандартов на основные нормы взаимозаменяемости при измерении и контроле размеров деталей

Проанализированы подходы российских и международных стандартов по взаимозаменяемости к контролю размеров деталей и их отличия. Даны рекомендации по дополнениям требований к конструкторской документации.

Ключевые слова: допуск, отклонение, зависимый допуск, координатно-измерительная машина, стандарт, калибр.

The approaches of Russian and international standards for interchangeability to the control of the dimensions of parts and their differences are analyzed. Recommendations are given on supplements to the requirements for design documentation.

Keywords: tolerance, deviation, dependent tolerance, coordinate measuring machine, standard, caliber.

Внимательное изучение стандартов, касающихся норм взаимозаменяемости, — основных руководящих документов при конструировании деталей, показало неоднократное их изменение за последние 15 лет. В настоящее время действуют две редакции некоторых из этих стандартов, одновременное применение которых создает множество конфликтных ситуаций, так как используемая в них одинаковая система обозначений подразумевает разные требования [1, 2].

Поэтому в современной российской производственной практике возник конфликт между подходом к контролю размеров, регламентируемому ГОСТ 25346—89 "Основные нормы взаимозаменяемости. ЕСДП. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений" и ГОСТ 25346—2013 (ISO 286-1:2010) "Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Основные положения, допуски, отклонения и посадки". Основное различие заключается в применении принципа Тейлора (требование прилегания) к интерпретации результатов измерений, так как ГОСТ 25346—2013 (ISO 286-1:2010) по умолчанию принимает за размер окружность (плоскость, цилиндр или подобный примитив) наименьших квадратов отклонений, а ГОСТ 25346—89 — прилегающий элемент, соответствующий физическому объекту измерения (отверстие или вал).

В первом случае оптимальным будет контроль с помощью автоматизированных средств измерений,

во втором — подход полностью соответствует контролю размеров деталей и их собираемости в узлы с использованием калибров. Различие норм отечественных и международных стандартов рассмотрим на примере чертежей деталей.

При измерении центрального отверстия диска (рис. 1, *a*) на любой координатно-измерительной машине (КИМ) или с использованием зарубежной измерительной видеосистемы условно получим 40,011 мм. Это соответствует требованиям чертежа и по этому размеру деталь признается годной. При измерении, например, на микроскопах БМИ или УИМ получим 39,99 мм, что уже больше допуска, и деталь однозначно бракуется. Рассмотрим подробнее методику измерений и обработки их результатов в обоих случаях.

Видеосистема при измерении выдает "облако точек" (рис. 2, *a*) на поверхности отверстия, а при обработке результата рассчитываются значения размера 40,011 мм и отклонения $\pm 0,02$ мм, дающие возможный разброс двухточечных диаметров от 39,991 до 40,031 мм, что полностью соответствует ГОСТ 25346—2013, так как разброс значений показывает отклонение формы. При настройке управляющей программы "по умолчанию" результат измерения соответствует окружности наименьших квадратов отклонений (гауссова окружность). Однако с учетом требования прилегания (требование максимума материала по новому стандарту) получим размер 39,985 мм и отклонение $+0,043$ мм (рис. 2, *b*), т. е. максимально вписанные окружность или цилиндр в зависимости от выбранного объекта измерения. Изменение значения отклонения в этом случае связано с другим расположением окружности, соответствующей размеру, по отношению к измеренным точкам.

Измерения на микроскопах БМИ или УИМ (если они не подвергались модернизации) осуществляются с помощью радиусных головок ОГР-23 или им подобных, которые имитируют калибры (прилегающий элемент).

Оба результата измерений верны и наглядно показывают разницу подходов к их интерпретации в рассматриваемых стандартах. Различия в трактовках требований можно избежать, используя на чертежах символ E (обозначение требования прилегания согласно международному стандарту ИСО 14405-1, например $\varnothing 40\text{H8 } \text{E}$), если это необ-

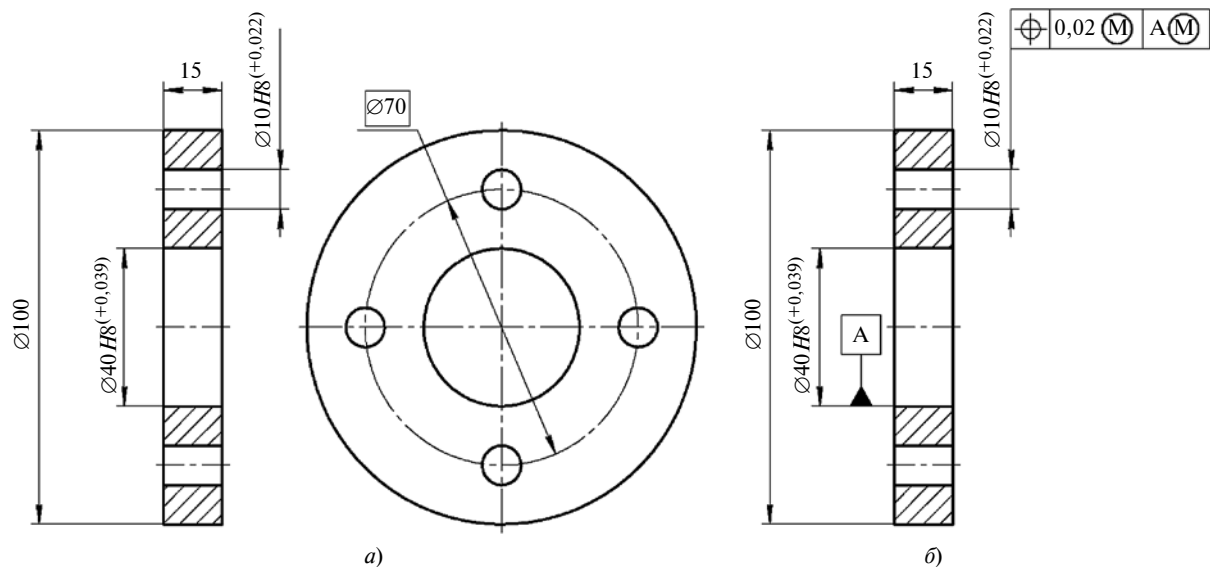


Рис. 1. Диск с отверстиями (а) и применение к нему позиционных зависимых допусков (б)

ходимо. Подобная ситуация возникает не только при назначении допусков на размеры, но и применительно к отклонениям формы и расположения.

Например, если изменим требования к ранее рассматриваемой детали (рис. 1, б) и введем позиционные зависимые допуски, то принципиально не сможем использовать понятие "зависимый допуск" при применении стандартов серии ИСО ввиду отсутствия в них такого определения [3]. Более того, обозначение \textcircled{M} на чертеже детали (см. рис. 1, б) по ГОСТ 2.308—2011 "Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Указания допусков формы и расположения поверхностей" и ГОСТ Р 50056—92 "Основные нормы взаимозаменяемости. Зависимые допуски формы, расположения и координирующих размеров. Основные положения по применению" означает использование зависимых допусков, а по ГОСТ Р 53442—2015 (ИСО 1101:2012) "Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Установление геометрических допусков. Допуски формы, ориентации, месторасположения и биения" это обозначение является только требованием максимума материала. Данные понятия хотя и близки по содержанию, однако в ГОСТ Р 53090—2008 (ИСО 2692:2006) "Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Требования максимума материала, минимума материала и взаимодействия", где дается методика, описывающая подход стандартов серии ИСО к взаимодействию деталей при сборке с целью ее 100 %-го выполнения, вводится требование взаимодействия, которое необходимо дополнительно обозначать символом \textcircled{R} . Говорить о полной идентичности обозначений на чертежах в отличие от определений можно только с учетом обоих знаков (\textcircled{M} и \textcircled{R}).

Еще одним примером спорного толкования требований чертежа являются размеры детали (рис. 3). В этом случае несоответствие в подходах к измерениям возникнет при контроле изделия на соосность шлицев и базового отверстия А с помощью калибра. На производстве, как правило, применяют именно такой метод, как обеспечивающий комплексный подход к контролю множества параметров шлицевого соединения и в дальнейшем 100 %-й собираемости.

Изложенное выше вызывает затруднения как при разработке конструкторской документации, так и при контроле изделий, выполненных по стандартам предыдущих редакций. Следствием является невозможность без указания дополнительных условий применения калибров (в том числе и комплексных) для контроля размеров, так как существующая в настоящее время методика расчета калибров [4—6] предназначена либо для зависимых допусков, либо для контроля размеров с использованием принципа Тейлора.

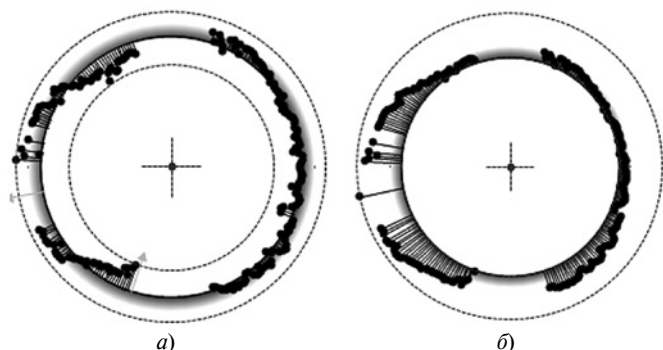


Рис. 2. Аппроксимации многоточечных измерений окружности с использованием видеосистемы Starrett MV300 по методу наименьших квадратов отклонений (а) и с учетом требования максимума материала (б)

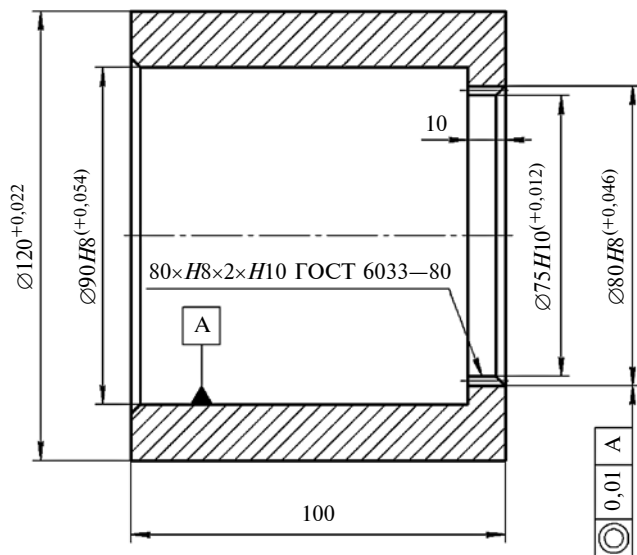


Рис. 3. Шлицевая втулка

Таким условием может быть обозначение, указывающее на использование требования прилегания E по ГОСТ 25346—2013. Для этого на поле чертежа необходимо дать обязательное обозначение, указывающее, по каким стандартам он выполнен. Подобная запись рекомендована в ГОСТ 25346—89 для чертежей, имеющих отсылку к стандарту ИСО 8015, однако в ГОСТ 25346—2013 подобное требование отсутствует.

Если чертеж выполнен по требованиям, отличным от норм ЕСКД, выходом из ситуации будет запись в технических требованиях: "Чертеж выполнен в соответствии с требованиями ISO Geometrical Product Specification (GPS)", "допуски размеров см. требования ISO 286-1:2010", а при их соблюдении: "Чертеж выполнен по требованиям ЕСКД" или подобная уточняющая запись.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Воробьев И. А., Ушаков М. В., Кузнецов Е. Ю. Особенности нормирования размеров для деталей, изготавливаемых на станках с ЧПУ // Стандарты и качество. 2018. № 12. С. 39—41.
2. Управление качеством сборки / М. А. Анисимова, Б. И. Сотова, И. Э. Аверьянова, Г. А. Нуждин // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2019. № 7. С. 295—298.
3. Демьянович Е. М., Кайнова В. Н., Сорокин В. М. Предложения по изменению ГОСТ 24643—81 // Стандарты и качество. 2012. № 9. С. 56, 57.
4. Медовой И. А., Уманский Я. Г., Журавлев Н. М. Исполнительные размеры калибров: Справочник: В 2-х кн. / Кн. 1. Калибры гладкие и шлицевые с прямобочным профилем. М.: Машиностроение, 1980. 384 с.
5. ГОСТ 16085—80. Калибры для контроля расположения поверхностей. Допуски. Введ. 1982-01-01. М.: ИПК Изд-во стандартов, 2003.
6. ГОСТ 24853—81. Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски. Введ. 1983-01-01. М.: ИПК Изд-во стандартов, 2003.



ИЗДАТЕЛЬСТВО «ИННОВАЦИОННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ»



СПРАВОЧНИК ТЕХНОЛОГА

Под общей редакцией А.Г. Сулова

Цена 9500 руб. 2019 г. 800 с.

За последние 40 лет впервые издан совершенно новый Справочник технолога. В его написании приняли участие 69 докторов и кандидатов технических наук из 17 регионов Российской Федерации. В книге приведен справочный материал, необходимый технологу при разработке технологических процессов изготовления деталей и сборки узлов. Последовательность изложения справочного материала соответствует методологии технологической подготовки производства. Изложен справочный материал по производству заготовок, назначению припусков, базированию, технологическим способам обработки заготовок, обеспечению качества деталей и сборочных единиц, методике разработки технологических процессов, обработке заготовок, в том числе на станках с ЧПУ и обрабатывающих центрах, и сборке изделий машиностроения и авиадвигателестроения.

Приведена нормализованная технологическая документация для разработки технологических процессов. Впервые изложена методология технологической подготовки цифровых производств.

Для инженерно-технических работников промышленных предприятий, студентов, аспирантов и преподавателей технических вузов.

ПРИОБРЕСТИ КНИГУ ПО ЦЕНЕ ИЗДАТЕЛЯ МОЖНО, ПРИСЛАВ ЗАЯВКУ
по e-mail: realiz@mashin.ru
Дополнительная информация по телефону (495) 785-60-69 и на сайте WWW.MASHIN.RU

В. П. КОРНЕЕНКО, канд. техн. наук (ФГБУН "ИПУ РАН"), А. А. ЧУРСИН, д-р экон. наук, А. В. ЮДИН, канд. физ.-мат. наук (ФГАОУ ВО "РУДН"), e-mail: yudin-av@rudn.ru

Информационно-аналитическая система управления проектированием и созданием изделий с оптимизацией затрат

Предложена методика создания комплексной информационно-аналитической системы для повышения эффективности управления проектной деятельностью промышленных предприятий.

Ключевые слова: цифровое производство, эффективность, многокритериальная оптимизация.

A method for creating an integrated information and analytical system to improve the effectiveness of project management of industrial enterprises is proposed.

Keywords: digital production, effectiveness, multi-criteria optimization.

В настоящее время принятие эффективных управленческих решений становится одной из основ создания перспективной наукоемкой продукции, формирования ее конкурентных преимуществ, обеспечивающих доминирующее положение продукции на рынке и создание ценности для организации [1–3]. Эффективность принятия управленческих решений — это ключ к повышению экономической устойчивости организации, обеспечиваемой конкурентоспособностью продукции и ее соответствием мировым стандартам, что особенно актуально для высокотехнологичной продукции российских предприятий [4–6]. Один из эффективных методов — система принятия управленческих решений [7, 8].

Построение обобщенных оценок проектов создания высокотехнологичной продукции представим в виде упорядочения $a_{l_1} \succcurlyeq a_{l_2} \succcurlyeq \dots \succcurlyeq a_{l_{n_A}}$ проектов изделий $a_l \in A$ по обобщенным оценкам $y_{j_1, \dots, j_k}^{(l)} = F_{j_1, \dots, j_k}(a_l)$ в вершинах F_{j_1, \dots, j_k} многоуровневой структуры критериев в результирующей шкале:

$$F_0(F_{j_1}(F_{j_1 j_2} \dots (F_{j_1, \dots, j_{n-1}}(f_{j_1, \dots, j_n}(A)))))) \rightarrow \rightarrow \max(\min)_{a_{l_1} \succcurlyeq a_{l_2} \succcurlyeq \dots \succcurlyeq a_{l_{n_A}}},$$

где F_0 — обобщенный показатель, являющийся корневой вершиной на верхнем уровне иерархии; F_{j_1, \dots, j_k} — обобщенный (групповой) показатель на k -м уровне иерархии, являющийся подвершиной

вершины $F_{j_1, \dots, j_{k-1}}$ ($k-1$)-го уровня, $k = \overline{1, n-1}$;

f_{j_1, \dots, j_n} — конечный показатель на n -м уровне иерархии; \max (\min) — направление упорядочения (ранжирования) объектов по возрастающим (убывающим) значениям критериев иерархического дерева.

Чтобы при построении обобщенных оценок объектов критерии отвечали требованию однородности, т. е. имели общую шкалу, каждая градация которой отражает одинаковый уровень предпочтений для каждого объекта, необходимо перейти к результирующей канонической балльной или нормированной шкале. Если обобщенные (агрегированные) оценки объектов представлены в порядковой (балльной) канонической шкале, то они сравнимы в шкале разности, если в количественной, то в шкале отношений.

Создание облика системы поддержки принятия решений основывается на том принципе, что на разных стадиях жизненного цикла она воздействует на проект или продукт как информационная система, данные которой руководитель использует для принятия управленческих решений, обеспечивающих создание и поддержание технико-экономических характеристик проекта или продукции, заложенных в предварительно предоставленной системе в качестве исходных данных облике. Для этого система должна быть многофункциональной, что позволит оценить состояния проекта на разных стадиях его жизненного цикла, а при определенных условиях предложить совершенствования параметров проекта или продукта с целью сохранения заданной конкурентоспособности или создания новых конкурентных преимуществ.

Входными данными системы являются характеристики технико-экономического облика продуктов, проекты создания которых требуют принятия решений о возможности и целесообразности их реализации; выходными данными — рекомендации по управлению проектами создания продукции в обеспечении ее высокой конкурентоспособности и востребованности на рынке с учетом динамично меняющихся внешних и внутренних факторов.

Работа системы основана на использовании методов сбора, обработки и анализа больших данных, искусственного интеллекта, экономико-математи-



Рис. 1. Функциональная блок-схема системы поддержки принятия решений

ческого моделирования и направлена на поэтапную оценку возможностей и целесообразности дальнейшей реализации проекта по созданию продукции. Функциональная блок-схема системы поддержки принятия решений приведена на рис. 1. В схеме принята следующая трактовка терминов: "проект" — проект по созданию и производству продукта; "продукт" — продукт, создаваемый в рамках проекта.

Все рекомендации выдаются системой с учетом анализа текущей ситуации и предыдущих тенденций на основании обработки большого количества данных. При этом особое значение имеет решение информационно-аналитических задач в процессе управления на всех этапах жизненного цикла проектируемых изделий.

На этапе научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ (НИОКР) с проведением комплексных испытаний можно выделить такие задачи, как проектирование и выбор эффективного по многим критериям проекта изделия, выбор эффективного варианта комплектации изделия на этапе проектирования НИОКР с учетом оптимизации затрат и выбор оптимальной программы проведения комплексных испытаний изделия.

На этапе постановки на производство необходимо решить задачу оптимизации маршрутного технологического процесса изготовления узлов и блоков изделий.

На этапе серийного производства требуется решить задачу оптимизации управления объемом вы-

пускаемых изделий при эластичном спросе на изделия.

На этапе эксплуатации и утилизации продукта можно выделить такие задачи, как определение оптимальных сроков модернизации и замены узлов изделия по средним расходам и доходам, оптимального срока замены узлов и оборудования для изготовления изделий при их случайном износе и управление модернизацией оборудования.

Автоматизированная поддержка принятия решений в широком смысле означает выполнение хотя бы одной из следующих функций:

- 1) предоставление справочной информации без автоматического формирования запросов к базам данных;
- 2) предоставление справочной информации с автоматическим формированием запросов к базам данных и привязкой к условиям решаемой задачи;
- 3) графическая визуализация получаемой справочной информации и информации о способах принятия решений;
- 4) предоставление рекомендаций по формированию решений;
- 5) сужение пространства поиска решения пользователем;
- 6) выбор и рекомендации наиболее приемлемых решений с учетом рангов;
- 7) моделирование последствий принятия решений.

Конкурентоспособность продукции — параметр, динамично меняющийся в течение ее жизненного

цикла. Поэтому эффективные управленческие решения по поддержанию продукции необходимо принимать начиная с формирования ее облика, под которым понимаем комплекс технико-экономических показателей, определяющих конкурентоспособность на рынке и характеризующих свойства товара при оценке его конкурентоспособности. Если экономические характеристики являются

более-менее традиционными для разных видов продукции (за исключением небольшого числа параметров), то набор технических характеристик всегда уникален для каждого вида продукции или группы продукции одного вида.

Реализация этапа анализа технико-экономического облика продукции приведена на рис. 2. Формирование перечня технико-экономических ха-



Рис. 2. Алгоритм реализации этапа анализа технико-экономического облика продукции



Рис. 3. Алгоритм формирования перечня технико-экономических характеристик продукции



Рис. 4. Алгоритм оптимизации допусков при проектировании изделий

характеристик продукции, отвечающих ожиданиям потребителя, приведено на рис. 3. При формировании перечня необходимо располагать методическими инструментами, определяющими перспективные потребности компании и общества исходя из их растущего интеллектуального потенциала и развивающихся компетенций. Прогноз должен строиться на интеллектуальном анализе данных мирового информационного пространства с учетом развития текущего технологического уклада и ряда макроэкономических и отраслевых факторов, которые влияют на объемы продаж.

Для определения потенциального объема поставок продукции на рынок используются следующие исходные данные: временной интервал, на котором прогнозируются поставки определенного продукта, год; списки потребительских сегментов реализации определенного продукта и товаров-конкурентов в рассматриваемом сегменте; прирост мирового ВВП и ВВП России, трлн \$; объемы поставок продукта определенного типа на мировой и российский рынки, шт.; распределение конкретных i -х видов продукции в j -м сегменте потребления, шт.; появление новых конкурентов в сегменте и замещающих технологий, определяемых коэффициентом; имидж производителя; экономические, в том числе санкционные, ограничения.

В известных источниках практически отсутствуют результаты исследований влияния параметров конструкторского и технологического процессов на ранних стадиях создания изделия, средств автоматизации проектирования, подготовки производства и производства на себестоимость продукции. Поэтому определение затрат на разработку, изготовление и эксплуатацию продукции — одна из сложнейших задач. Алгоритм оптимизации, позволяющий на этапе проектирования изделия под за-

данную стоимость пересматривать существующие допуски на размеры деталей, приведен на рис. 4.

Исходными данными при оптимизации являются: существующие ограничения на допуски размеров деталей и отклонения выходных геометрических параметров; линейная зависимость между стоимостью формирования какого-либо выходного параметра и точностью размеров составляющих его элементов; линейная зависимость между отклонениями выходных геометрических параметров и погрешностями размеров составляющих их элементов.

Система поддержки принятия решений имеет структурированную форму и помогает определить наилучшее приемлемое решение для конкретной задачи, формируя при этом устойчивое экономическое положение компании на рынке и повышая конкурентоспособность. Системы поддержки принятия решений создают для компании конкурентные преимущества за счет более короткого времени принятия решений, повышения объективности данных вследствие минимизации человеческого фактора в процессе принятия решений, повышения качества стратегического управления, гибкой реакции на изменения рынка, снижения затрат на принятие решений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Китова О. В., Брускин С. Н. Цифровая трансформация бизнеса // Цифровая экономика. 2018. № 1. С. 20—25.
2. Соломенцев Ю. М., Фролов Е. Б., Феофанов А. Н. Эффективное управление производством — основа потенциала технологической системы // Вестник машиностроения. 2017. № 5. С. 84—86.
3. Феофанов А. Н. О методах многокритериальной оптимизации в связи с их применением к задаче построения гибких автоматических линий (ГАЛ) // Стружка. 2006. № 3 (14). С. 20—24.
4. Рамеев О. А., Корнеев В. П. Некоторые аспекты использования информационно-аналитических технологий в экономике и организационных системах // Научно-техническая информация. Серия 1: Организация и методика информационной работы. М.: ВИНТИ РАН, 2001. С. 1—8.
5. Корнеев В. П. Методы многокритериального оценивания объектов с многоуровневой структурой показателей. М.: МАКС Пресс, 2018. 296 с.
6. Интеллектуальная космическая система в цифровой экономике: новые возможности и перспективы / А. Е. Тюлин, А. А. Чурсин, Р. В. Шамин, А. В. Юдин // Современная научная мысль. 2018. № 6. С. 213—223.
7. Чурсин А. А. Формирование адаптивных систем управления современным высокотехнологичным производством // Экономика и управление: проблемы, решения. 2017. Т. 4. № 5—1. С. 27—33.
8. Методы поддержки принятия решений по созданию новой продукции на основе анализа потребительских ожиданий / А. И. Богинский, П. Ю. Грошева, А. А. Грошева, А. В. Юдин // Инновации и инвестиции. 2019. № 8. С. 62—69.