



ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

7
2016

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:
107076, Москва, Колодезный пер., д. 2А, стр. 2
Телефон: 8-(499)-269-52-98
Факс: 8-(499)-269-48-97

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

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г.
за № 77-12421 в Комитете Российской Федерации
по печати
Учредитель: А.И. Савкин

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

Цена свободная

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

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Чудин В. Н. — Формообразование конических корпусов с внутренними ступенями	3
Маленков М. И., Волов В. А., Лазарев Е. А. — Методы и результаты анализа качества ходовой части планетоходов	6
Кульга К. С., Виноградов П. В., Гайтова А. А. — Повышение эффективности проектирования компоновок многоцелевых станков с ЧПУ на основе CAD/CAE-систем	14
Иванов А. С., Муркин С. В. — Затяжка винтов динамически нагруженных резьбовых соединений	19
Карелин И. Н. — Новая схема осесимметричного регулирующего клапана для нефтегазового оборудования	21
Шадрин С. С., Иванов А. М., Карпухин К. Е. — Использование данных бортовых мультиплексных сетей автотранспортных средств при дорожных испытаниях, разработке ИТС и автоматизации управления движением	25
Гуреев В. М., Салахов Р. Р., Ямалов Д. Р., Макаров А. Н., Салахов И. Р. — Разработка конструкции и исследование характеристик когенерационной установки на базе газопоршневого двигателя КамАЗ	30
Устарханов О. М., Муселемов Х. М., Акаев Н. К. — Экспериментальные исследования трехслойных балок	34
Лазуткин Г. В., Давыдов Д. П., Волкова Т. В. — Выбор рациональных параметров втулочных элементов из металлорезины при прессовании	37
Елисеев В. В., Пискунов В. А. — Расчет лопаток из композиционного материала для газотурбинного двигателя	42
Гордеев Б. А., Леонтьева А. В. — Устойчивая синхронизация систем из двух и трех двигателей, установленных на общем основании	45

Проблемы трибологии – трения, изнашивания и смазки

Шустер Л. Ш., Камалетдинова Р. Р. — Влияние свойств материала деталей трибосопряжений на их изнашивание	50
---	----

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Копылов Ю. Р. — Сплайновая оценка распределения параметров качества поверхностного слоя при виброударном упрочнении	53
Лапшин В. В., Захаревич Е. М. — Технология обработки линейных негативных матриц для линз и призм Френеля	60
Закиров И. М., Катаев Ю. П., Семешко М. А., Ермоленко И. В. — Термостатирование при изготовлении деталей летательных аппаратов из полимерных материалов	65

Проблемы теории и практики резания материалов

Липатов А. А. — Исследование адгезионных сколов твердосплавного инструмента при точении austenитной стали	69
---	----

Обработка материалов без снятия стружки

Санинский В. А. — Совершенствование технологии обработки трубных заготовок	73
Данилин Г. А., Филин Д. С., Волжин С. Г. — Исследование продольно-поперечного выдавливания полых полуфабрикатов из прутковых заготовок	77
Сосенушкин Е. Н., Овечкин Л. М., Сосенушкин А. Е. — Технология углового прессования и ее анализ с помощью компьютерных и физических моделей	81

ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ И БЕЗОПАСНОСТИ

Азаров В. К., Васильев А. В., Гайсин С. В., Карпухин К. Е., Кутенев В. Ф. — Причины возникновения смога в крупных городах	86
---	----

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Chudin V. N. — Morphogenesis of conical frames with internal steps	3
Malenkov M. I., Volov V. A., Lazarev E. A. — Methods and results of analysis of quality of rovers mobility system	6
Kul'ga K. S., Vinogradov P. V., Gaitova A. A. — Effectiveness increase of design of CNC multi-purpose machine tools configuration on the base of CAD/CAE-systems	14
Ivanov A. S., Murkin S. V. — Screw tightening of dynamically loaded threaded joints	19
Kareljin I. N. — New scheme of axisymmetric control valve for oil and gas equipment	21
Shadrin S. S., Ivanov A. M., Karpukhin K. E. — Applicability of board multiplex networks data of vehicles at driving tests, ITS development and automation of motion control	25
Gureev V. M., Salakhov R. R., Yamalov D. R., Makarov A. N., Salakhov I. R. — Development of structure and research of characteristics of cogeneration installation on the base of KamAZ gas reciprocating engine	30
Ustarkhanov O. M., Muselemov Kh. M., Akaev N. K. — Experimental research of sandwiched beams	34
Lazutkin G. V., Davyдов D. P., Volkova T. V. — Selection of optimal parameters of bushing elements from metal-rubber material of pressing	37
Eliseev V. V., Piskunov V. A. — Analysis of gas-turbine engine blades from composite material	42
Gordeev B. A., Leont'eva A. V. — Stable synchronization of system from two and three motors, installed on the same base	45

Problems of tribology – friction, wearing away and lubrication

Shuster L. Sh., Kamaletdinova R. R. — Influence of material properties of tribocoupling parts on their wear	50
---	----

MANUFACTURING ENGINEERING

Kopylov Yu. R. — Spline assessment of distribution of surface layer quality parameters at vibroimpulsive strengthening	53
Lapshin V. V., Zakharevich E. M. — Processing technology of linear negative matrices for lenses and Fresnel prisms	60
Zakirov I. M., Kataev Yu. P., Semeshko M. A., Ermolenko I. V. — Thermostating at production of aircraft parts from polymer materials	65

Problems of theory and practice of materials cutting

Lipatov A. A. — Adhesion fractures of hard alloy tool at turning processing of austenitic steel	69
---	----

Chipless processing of materials

Saninskiy V. A. — Improvement of processing technology of tubular billets	73
Danilin G. A., Filin D. S., Volzhin S. G. — Research of longitudinal-lateral extrusion of hollow semi-products from 8.8/6/1 bar stocks	77
Sosenushkin E. N., Ovechkin L. M., Sosenushkin A. E. — Technology of angular pressing and its analysis using computer and physical models	81

THE ISSUES OF ECOLOGY AND SAFETY

Azarov V. K., Vasil'ev A. V., Gaysin S. V., Karpukhin K. E., Kutenev V. F. — Reasons of smog appearance in big cities	86
---	----

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

Сдано в набор 25.04.2016. Подписано в печать 19.06.2016.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.
За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

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

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК [621.777.4:539.374].001.573

В. Н. ЧУДИН, д-р техн. наук (МИИТ), e-mail: Vladimir-chudin@yandex.ru

Формообразование конических корпусов с внутренними ступенями

Предложены технологическая схема и расчет режимов горячего формообразования конических корпусов с внутренними ступенями при вязкопластическом состоянии материала. Оценены давления на операциях, повреждаемость материала, степени формоизменения и давления критических режимов. Приведены результаты технологических работ.

Ключевые слова: вязкопластичность, скорость деформаций, деформации, напряжения, время, давление, повреждаемость.

The technological scheme and the analysis of modes of hot forming of conical frames with internal steps at viscoplastic material condition are suggested. The pressures at the operations, material damageability, degree of forming and pressures of critical modes are evaluated. The results of the process works are given.

Keywords: viscoplasticity, deformation rate, deformations, stresses, time, pressure, damageability.

Конические корпусы с внутренними ступенями специальных технических изделий изготавливают из высокопрочных теплостойких алюминиевых сплавов. При этом горячая обработка давлением эффективнее технологии резания из поковок. В качестве заготовок используют толстостенные катаные трубы. Режимы горячего формообразования определяются температурно-скоростными факторами, так как при деформационном упрочнении вязкость материала оказывает разупрочняющее влияние [1]. От этих факторов существенно зависят технологические параметры и в конечном счете качество изделия.

Формообразование корпусов производится за две штамповочные операции: обжим трубы на конус; осадка ступеней. Для расчета технологических параметров используем энергетический метод применительно к непрерывному полю скоростей перемещений (обжим) и разрывному полю (осадка ступеней) [2, 3]. Материал заготовки при деформировании считаем вязкопластичным.

На рис. 1, а показаны схема обжима и скорости перемещений заготовки. Эквивалентные ско-

рость ξ_3 деформаций и деформация ε_3 на конусе определяются выражениями [3]:

$$\xi_3 = v_0 r_0^{\frac{1}{2}} r^{-\frac{3}{2}}; \quad (1)$$

$$\varepsilon_3 = \int_r^{r_0} \xi_3 \frac{dr}{v} = \ln \frac{r_0}{r}, \quad (2)$$

а эквивалентное напряжение находим из уравнения напряженно-деформированного состояния при вязкопластичности [1, 3]

$$\sigma_3 = A \varepsilon_3^m \xi_3^n. \quad (3)$$

В выражениях (1)–(3) введены обозначения:

$$v = -v_0 r_0^{\frac{1}{2}} r^{-\frac{1}{2}} \quad (4)$$

— скорость произвольной точки конуса при граничных условиях соответственно на входе и выходе из области деформаций; $r = r_0$, $v = -v_0$ и $r = r_1$,

$v_1 = -v_0 r_0^{\frac{1}{2}} r_1^{-\frac{1}{2}}$; v_0 — скорость движения нажимной плиты штампа; r_0 , r_1 , r — соответственно исходный

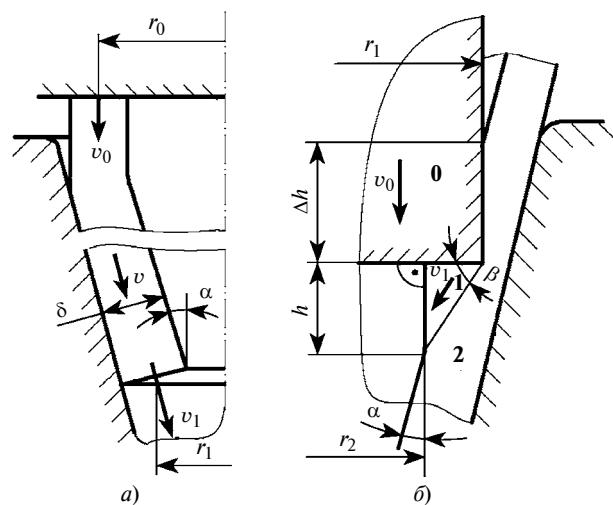


Рис. 1. Схемы обжима (а) и осадки ступени (б) корпуса:
0, 1, 2 — зоны соответственно пuhanсона, жесткого блока и корпуса при осадке

радиус трубы, конечный радиус конуса, текущий радиус конической поверхности в произвольной точке; A , m , n — константы материала.

Выражения (1)–(4) позволяют определить мощность внутренних сил в области деформаций:

$$N_{\Delta} = 2\pi\delta \int_r \sigma_3 \xi_3 r dr = \\ = 2\pi A \delta \left(\frac{1}{r_0^2} v_0 \right)^{1+n} \int_{r_1}^{r_0} r^{-\frac{1}{2}(1+3n)} \left(\ln \frac{r_0}{r} \right)^m dr, \quad (5)$$

где δ — толщина стенки заготовки.

Мощность, затрачиваемая на трение заготовки по матрице,

$$N_{Tp} = 2\pi\mu p \int_r vr dr = \frac{4}{3} \pi \mu p r_0^2 v_0 \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_0} \right)^{\frac{3}{2}} \right], \quad (6)$$

где p — давление на заготовку нажимной плиты штампа; μ — коэффициент трения.

В соответствии с энергетическим уравнением баланса мощностей, используя выражения (5) и (6), получим зависимость для расчета давления p обжима в виде:

$$p \leq \frac{N_{\Delta} + N_{Tp}}{2\pi\delta r_0 v_0}. \quad (7)$$

Согласно выражению (7) давление зависит от степени формообразования и скорости перемещения нажимной плиты.

На рис. 1, б приведена схема осадки внутренних ступеней на корпусе с указанием зон **0**, **1**, **2**, определяющих поле скоростей перемещений. Зона **1** представляет собой жесткий блок, перемещающийся со скоростью

$$v_1 = \frac{v_0}{\sin \beta} = \frac{\Delta h}{t \sin \beta}, \quad (8)$$

где v_0 — скорость перемещения пuhanсона; Δh — рабочий ход пuhanсона; t — время осадки.

Зона **1** ограничена поверхностями разрыва **12**, **01** и **02** скоростей. Поверхность **01** и боковая поверхность **02** пuhanсона являются поверхностями трения. Из поля скоростей следует, что касательные скорости здесь составляют:

$$v_{12} = v_1; \\ v_{01} = v_0 \operatorname{ctg} \beta; \\ v_{02} = v_0. \quad (9)$$

Деформации имеют место на поверхности разрыва скорости и поверхностях трения. Получим выражения для мощностей на этих поверхностях, используя формулы (8) и (9). На поверхности с об-

разующей l_{12} эквивалентные скорость деформаций и деформацию выразим соотношениями:

$$\xi_3 = \frac{2v_{12}}{\sqrt{3}l_{12}} = \frac{2\Delta h \operatorname{ctg} \beta}{\sqrt{3}(r_1 - r_2)t}; \quad (10)$$

$$\varepsilon_3 = \xi_3 t, \quad (11)$$

где r_1 , r_2 — радиальные координаты ступени.

Касательное напряжение, учитывая уравнение (3) и соотношения (10), (11), запишем в виде:

$$\tau = \frac{\sigma_3}{\sqrt{3}} = \frac{A}{\sqrt{3}} \xi_3^{m+n} t^m. \quad (12)$$

Мощность на этой поверхности определим, используя выражения (9) и (12):

$$N_{12} = \tau S v_{12} = \\ = \pi A \left(\frac{2\Delta h}{\sqrt{3}} \right)^{1+m+n} \left(\frac{\operatorname{ctg} \beta}{r_1 - r_2} \right)^{m+n} \frac{r_1^2 - r_2^2}{\sin 2\beta} \left(\frac{1}{t} \right)^{1+n}. \quad (13)$$

Поверхности с образующими l_{01} и l_{02} являются поверхностями контактного трения. Примем, что здесь напряжение трения $\tau_{Tp} = \mu q$ и учтем выражения (9) для скоростей. Запишем соотношения для мощностей на этих поверхностях соответственно как

$$N_{01} = q \frac{\pi \mu}{t} \Delta h (r_1^2 - r_2^2) \operatorname{ctg} \beta; \quad (14)$$

$$N_{02} = q \frac{2\pi \mu}{t} r_1 \Delta h^2, \quad (15)$$

где q — давление осадки ступени.

Исходя из баланса мощностей (13)–(15) и мощности внешней силы, давление осадки выразим зависимостью

$$q \leq \frac{(N_{12} + N_{01} + N_{02})t}{\pi(r_1^2 - r_2^2)\Delta h}. \quad (16)$$

Согласно зависимости (16) давление q определяется степенью формообразования и временем (т. е. скоростью) осадки.

При деформировании материала заготовки теряет исходную сплошность, т. е. повреждается. Этот фактор влияет на степень формообразования и качество изделия. Критического значения повреждаемость может достигать при осадке ступеней. Оценим повреждаемость на этой операции, используя уравнения энергетической и деформационной теорий прочности [3, 4]. Согласно этим уравнениям на поверхности **12** разрыва скорости повреждаемость будет выражена зависимостями соответственно:

$$\omega = \frac{1}{A_{\text{пр}} t} \int \sigma_3 \xi_3 dt = \\ = \frac{A}{A_{\text{пр}}(1+m)} \left[\frac{2\Delta h \operatorname{ctg} \beta}{\sqrt{3}(r_1 - r_2)} \right]^{1+m+n} \left(\frac{1}{t_k} \right)^n; \quad (17)$$

$$\omega = \frac{\varepsilon_3}{\varepsilon_{3 \text{ пр}}} = \frac{2\Delta h \operatorname{ctg} \beta}{\sqrt{3}(r_1 - r_2)\varepsilon_{3 \text{ пр}}}, \quad (18)$$

где t_k — конечное время операции; $A_{\text{пр}}$, $\varepsilon_{\text{пр}}$ — предельная удельная работа при разрушении и предельная эквивалентная деформация.

Критический режим осадки, связанный с возможным разрушением материала, определяется из зависимостей (17) и (18) при $\omega = 1$. При этом условия должны выполняться соотношения:

по энергетической теории

$$\Delta h_{kp} = \frac{\sqrt{3}(r_1 - r_2)}{2\operatorname{ctg} \beta} \left[\frac{A_{\text{пр}}}{A} (1 + m) t^n \right]^{\frac{1}{1+m+n}}; \quad (19)$$

по деформационной теории

$$\Delta h_{kp} = \frac{\sqrt{3}(r_1 - r_2)\varepsilon_{3 \text{ пр}}}{\sqrt{2}\operatorname{ctg} \beta}. \quad (20)$$

Соотношения (17), (19) соответствуют материалам, повреждаемость которых зависит от скорости формообразования, а соотношения (18), (20) — материалам, повреждаемость которых от скорости не зависит и определяется только степенью формоизменения.

Технологические операции проводили на заготовках из алюминиевых сплавов АМг6 и 1420 при температуре 450 °C. Размеры корпуса: $2r_0 = 400$ мм; $2r_k = 200$ мм; $\delta = 1,5$ мм; угол конуса $\alpha = 10^\circ$. Коэффициент трения $\mu = 0,15$. Оснастку изготавливали из теплостойкой стали 5ХНВ, изолировали асбестом и закрывали металлическим кожухом. Использовали гидропресс П238 с регулируемой скоростью перемещения верхней плиты. Заготовки нагревали в зоне деформаций никромовыми нагревателями. В качестве смазочного материала использовали водно-коллоидный раствор графита. Время деформирования при обжиме составляло 2÷3 мин, а с учетом остановок для нагревания заготовки — 15 мин при максимальной силе обжима 0,15 МН. При обжиме макетных образцов изменение скорости в пределах $(0,5 \div 5)10^2$ мм/мин приводит к увеличению силы обжима в 1,5—1,7 раза. Формообразование ступени размерами $r_1 - r_2 = 10$ мм, $h = 30$ мм проводили на корпусе после обжима. Режимы этой операции приведены в таблице. Константы уравнений состояния приняты в соответствии с работой [3].

Материал	t , мин	q , МПа, расч./эксп.	ω
АМг6	1,5	47/41	0,25
	0,5	65/68	0,25
1420	1,5	38/40	0,35
	0,5	52/60	0,45

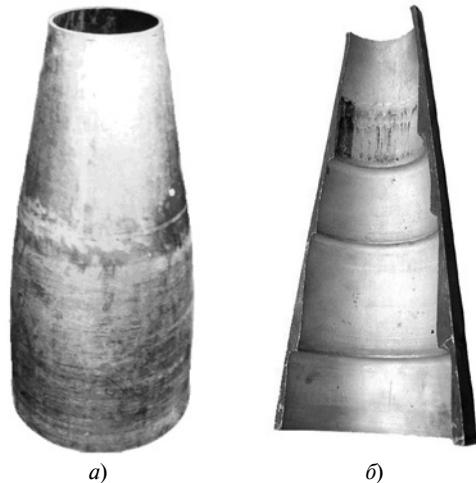


Рис. 2. Образцы промышленных корпусов после обжима (а) и осадки ступеней (б)

Увеличение времени осадки ступеней приводит к существенному уменьшению давления, что связано с развитием деформаций ползучести. Для сплава 1420 при данной температуре это способствует большему сохранению сплошности. Повреждаемость сплава АМг6 определяется только степенью формообразования. При формообразовании ступеней формируется структура без подрезов и разрывов волокна, что положительно влияет на прочность и герметичность изделия. Образцы корпусов после обжима и формообразования ступеней представлены на рис. 2, а, б.

Выводы

1. Технология горячего формообразования конических корпусов в условиях вязкопластичности обеспечивает высокое качество изделий и повышение производительности.
2. Давление при формообразовании зависит от степени формоизменения и длительности (т. е. скорости) операций, причем увеличение длительности приводит к уменьшению давления.
3. Качество изделий определяется конечной повреждаемостью материала заготовки, которая также зависит от режимов операций.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Малинин Н. Н. Ползучесть в обработке металлов. М.: Машиностроение, 1986. 216 с.
2. Колмогоров В. Л. Механика обработки металлов давлением. М.: Металлургия, 1986. 688 с.
3. Яковлев С. С., Яковлев С. П., Чудин В. Н. Изотермическое формоизменение анизотропных материалов жестким инструментом в режиме кратковременной ползучести. М.: Машиностроение, 2009. 412 с.
4. Романов К. И. Механика горячего формоизменения металлов. М.: Машиностроение, 1993. 240 с.

М. И. МАЛЕНКОВ, д-р техн. наук (АО НТЦ "РОКАД", г. Санкт-Петербург), В. А. ВОЛОВ, канд. техн. наук (ООО "АКТРОН", г. Санкт-Петербург), Е. А. ЛАЗАРЕВ (АО НТЦ "РОКАД"), e-mail: m.i.malenkov@gmail.com

Методы и результаты анализа качества ходовой части планетоходов¹

Рассмотрены методы оценки качества ходовой части планетоходов на базе самоходного шасси с индивидуальными электромеханическими приводами колес на основании обобщенных параметров с учетом свойств движителя, местности и их взаимодействия. Определены критерии оптимизации жестких металлических колес и выбора схем балансирных подвесок.

Ключевые слова: планетоход, система передвижения, проходимость, балансирная подвеска, колесно-шагающий движитель.

The assessment methods of quality of rovers running gear on the base of self-propelled chassis with individual electromechanical wheel drives basing on generalized parameters taking into account propeller properties, area and their interaction, are considered. The optimization criteria of stiff metallic wheels and selection of centerpoint suspension schemes are determined.

Keywords: rover, mobility system, flotation, center-point suspension, wheel-walking propeller.

Большинство исследований по системам передвижения (СП) высокой проходимости в начале второй половины XX века посвящены колесным транспортным машинам с механической трансмиссией и пневматическими резинокордными шинами низкого или переменного давления. Применение в составе советских автоматических луноходов индивидуальных электромеханических приводов, жестких металлических колес, учет их проскальзывания при преодолении подъемов и других препятствий потребовали дальнейшего развития теории движения колесных транспортных машин на деформируемых грунтах.

За рубежом теорию транспортных машин, предназначенных для движения по неподготовленной местности, наиболее последовательно развивал Г. Беккер [1]. Его идеи о проектировании СП в неразрывной связи с физико-механическими свойствами (ФМС) грунта и с рельефом местности оказались очень близки к представлениям разработчиков ВНИИтрансмаша (г. Ленинград), где в это время по техническому заданию ОКБ им. С. А. Лавочкина создавались самоходные шасси луноходов.

Огромный объем новой информации, полученной при создании и эксплуатации луноходов, в какой-то мере отражен в работах [2–6]. Анализ

показывает, что часть этого материала актуальна до настоящего времени и за рубежом, и в России [7–9]. Например, в конфигурации наружного обода колеса лунохода Yutu [10] хорошо видно влияние технических решений, принятых для ободов колес Лунохода-1.

По-прежнему весьма перспективны разработки новых планетоходов, предназначенных для передвижения по лунным и марсианским грунтам с низкой несущей способностью [11, 12], на базе отечественного научно-технического задела по СП с колесно-шагающим движителем (КШД) [13, 14].

Цель данной статьи — развитие методических подходов [15] для оптимизации и сравнительной оценки качества компонентов ходовой части самоходных шасси планетоходов на основании критериев, принятых научной школой, созданной российскими учеными и специалистами под руководством главного конструктора самоходного автоматического шасси Лунохода-1 А. Л. Кемурджиана. Методики иллюстрируются практическими расчетами ходовых качеств планетоходов с балансирными подвесками, которые получили распространение в реальных и проектируемых в настоящее время планетоходах [16–20].

Полученные результаты дополняют информацию о свойствах подвесок этих типов, изложенную в публикациях [21, 22].

Методы и критерии оптимизации параметров колеса

В теории транспортных машин различают опорную и профильную проходимости, связанные соответственно с физико-механическими свойствами грунта, образующего опорную поверхность, и с рельефом этой поверхности. Как показал опыт эксплуатации советских луноходов на Луне, при оценке ходовых качеств и выборе параметров привода следует рассматривать в первую очередь преодоление подъемов различной крутизны, например при выезде из кратеров [4, 7]. При этом движение по деформируемым, слабосвязанным грунтам происходит с образованием колеи и продольным скольжением колес — буксованием или юзом, т. е. возникает задача по механике тел с неголономными связями.

Прокальзывание предоставляет возможность реализации индивидуального для каждого мотор-колеса режима движения. Расчетные схемы взаимодействия жесткого колеса с деформируемым грунтом приведены на рис. 1, где приняты обозначения:

¹ Исследования выполнены при поддержке Минобрнауки РФ, проект № 14.576.21.0050, уникальный идентификатор RFMEF157614X0040.

h_k — глубина колеи; F_k — сила тяги на крюке, приложенная к оси колеса; N — сила прижатия колеса к грунту; R_Z — нормальная реакция колеса; R_n, R_t — результирующие эпюры нормальных и касательных реакций грунта; P_k — сила тяги колеса; M_k — крутящий момент, приложенный к колесу; M_r — реактивный момент, приложенный к подвеске; ω_k — угловая скорость колеса; v — фактическая скорость поступательного движения оси колеса; $\psi(S_b)$ — условный фрикцион, схематически отображающий характер связи колеса с деформируемым грунтом.

Зависимости сил, возникающих по поверхности взаимодействия грунта с колесом, от характера и величины скольжения составляют содержание понятия тягово-цепные свойства (ТСС) колеса. Расчетно-теоретическому обоснованию ТСС с учетом конструктивных параметров колес и ФМС грунта посвящено большое число работ. Например, для расчетной оценки коэффициента сцепления колеса с грунтом часто используют эмпирическое уравнение Кулона:

$$\tau = c_0 + q \operatorname{tg} \varphi_0,$$

где c_0 — сцепление частиц грунта; q — несущая способность грунта при нормальном нагружении; φ_0 — угол внутреннего трения.

Глубину колеи и коэффициент сопротивления движению, связанный с деформацией грунта, определяют по экспериментальным формулам типа:

$$q = c' h_q^\mu,$$

где c' — коэффициент оседания (уплотнения) грунта; μ — коэффициент, учитывающий характер зависимости между давлением и осадкой (для однородного грунта $\mu = 1$); h_q — деформация грунта под штампом (осадка).

Общий недостаток получающихся при этом выражений — узкая область их применения. При проектировании новых машин, оценке ходовых качеств в новых районах эксплуатации, как правило, необходимы дополнительные пенетрационные испытания.

Другой путь, эффективно использованный при создании советских и американских луноходов прошлого века, — экспериментальное исследование взаимодействия движителей со слабосвязными грунтами во всем диапазоне коэффициентов буксования при испытаниях одиночных полноразмерных макетов колес на физических моделях лунного и марсианского грунта. Невысокие скорости движения делают возможным применение для этих

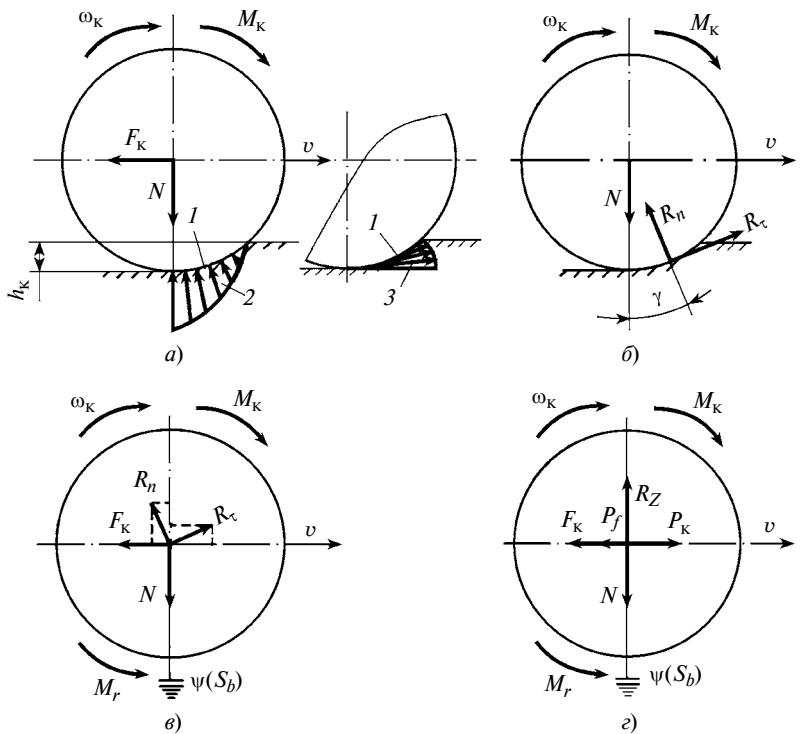


Рис. 1. Схемы взаимодействия жесткого колеса с деформируемым грунтом (а, б) и приведения реакций опоры к оси колеса (с, д):

1 — сектор колеса, взаимодействующий с грунтом; 2 — эпюра элементарных нормальных реакций q ; 3 — эпюра элементарных касательных реакций τ

целей компактных грунтовых каналов, ширина и длина которых определяются проектными шириной и диаметром колес. Схемы и методики испытаний на таких стендах рассмотрены, например, в работах [6, 23].

В соответствии с рис. 1 имеем:

$$P_k = R_t \cos \gamma = \psi R_Z = M_k / r_k;$$

$$R_Z = R_n \cos \gamma + R_t \sin \gamma = N;$$

$$P_f = R_n \sin \gamma = f R_Z,$$

где $\gamma \approx \arccos\left(1 - \frac{h_k}{2r_k}\right)$; r_k — радиус колеса по грунтоzapасам.

Условие равномерного движения имеет вид:

$$P_k \geq P_f + F_k. \quad (1)$$

Разделив обе части формулы (1) на N , получим выражение в безразмерном виде:

$$\psi \geq f + k_t, \quad (2)$$

где ψ — коэффициент полной тяги; k_t — коэффициент свободной тяги; f — коэффициент сопротивления качению колеса.

При испытаниях одиночных колес можно достаточно точно измерить силы N, F_k , крутящий момент $M_k = M_r$, скорость v и угловую скорость ω_k . Это позволяет определить коэффициенты ψ и k_t .

Прямое измерение силы P_f при испытаниях в грунтовых каналах не представляется возможным, однако величину f можно рассчитать по формуле (2).

Коэффициенты формулы (2) определяются при испытаниях в функции от коэффициента буксования S_b , который зависит при прочих неизменных условиях от силы тяги на крюке:

$$S_b = 1 - \frac{V}{\omega_k r_k}.$$

Переходя от колеса к планетоходу массой m , рассматриваемому как симметричное однородное тело, получим, что при его равномерном движении на подъем силы тяги на крюке составляет

$$F_k = mg_m \sin \alpha,$$

а реакция грунта

$$R_Z = mg_m \cos \alpha,$$

где α — угол подъема местности (на колесной базе планетохода); g_m — ускорение свободного падения в месте эксплуатации.

Скорость движения СП на рассматриваемых грунтах определяется кормовыми, наиболее загруженными колесами. Поэтому коэффициент свободной тяги одиночного колеса связан с преодолеваемым планетоходом углом подъема местности формулой:

$$k_{fi} = k_t = \operatorname{tg} \alpha,$$

где i — порядковый номер кормового колеса многоприводной машины.

Обобщенные характеристики взаимодействия движителя с грунтом, полученные в диапазоне реальных нагрузок, позволяют оптимизировать геометрические параметры колес, включая рисунок и высоту грунтозацепов, по количественным критериям:

$$k_f(S_b) \rightarrow \max; \quad \psi(S_b) \rightarrow \max; \quad f(S_b) \rightarrow \min.$$

Эти характеристики также могут быть использованы для разработки корректных математических и компьютерных моделей планетоходов, так как раскрывают передаточную функцию условного фрикциона — неголономной связи колеса с грунтом.

Универсальность функций позволяет проверить корректность результатов стендовых экспериментов в процессе ходовых испытаний макетов планетоходов, которые необходимы для комплексной отработки взаимодействия систем и подтверждения проектных характеристик.

Так, коэффициент сопротивления движению макета при его испытаниях на грунтовых стенах

типа "Переменный уклон" можно определить по формуле

$$f = \frac{\sum M_{ki}}{g_m r_k m \cos \alpha} - \operatorname{tg} \alpha,$$

где n — число приводных колес.

В некоторых работах коэффициент ψ отождествляют с коэффициентом сцепления φ . Однако, чтобы сохранить преемственность с понятийным аппаратом теории автомобиля, коэффициент φ при движении по слабосвязанным грунтам можно трактовать как предельную величину ψ при некотором, безопасном в данном случае, буксовании. Тогда условие безопасного движения примет вид:

$$\psi \leq \varphi_{\max} \text{ или } S_b \leq S_{\max},$$

где φ_{\max} — сцепление при максимально допустимом буксовании S_{\max} .

Например, для лунных вездеходов Lunar Roving Vehicle (LRV), согласно некоторым публикациям, рекомендовалось $S_b \leq 0,2$. У советских луноходов среднее значение S_b по всей трассе движения составляло $0,05 \div 0,07$, но при выезде из кратеров достигало $S_b \geq 0,4 \div 0,5$. Для колес диаметром 0,5 м и менее можно считать предельно допустимым $S_b = 0,5$, так как при дальнейшем увеличении буксования колеса зарываются в грунт, и рост тяги не компенсирует увеличения сопротивления движению [4]. Буксование более 50 % следует относить к аварийной ситуации.

Методы и критерии оптимизации схемы и параметров подвески

В качестве основного критерия оптимизации схемы и параметров подвески при анализе опорной проходимости целесообразно использовать коэффициент D_{ri} загрузки мотор-колеса [4], который представляет собой реализуемый динамический фактор i -го мотор-колеса, определенный с учетом свойств грунта и угла подъема поверхности движения при допущении равенства коэффициентов сопротивления качению всех колес: $f_i = f$. Используя приведенные выше обозначения, коэффициент загрузки мотор-колеса запишем в виде [15]:

$$D_{ri} = \frac{R_{Zi}(f + \operatorname{tg} \alpha)n}{mg_m} = \frac{\psi R_{Zi}n}{mg_m}. \quad (3)$$

Согласно выражению (3) коэффициент D_{ri} зависит от распределения нормальных реакций R_{Zi} шасси и ТСС колес. Тогда критерием качества адаптивных подвесок многоприводного планетохода является условие:

$$D_{r1} = D_{r2} = \dots = D_{ri} = f \cos \alpha + \sin \alpha.$$

У СП с балансирующими подвесками при движении на подъем наиболее нагружены кормовые (задние) колеса, и тяговые двигатели мотор-колес выбирают исходя из режима их работы. Расчеты этого главного режима достаточно проводить с помощью плоской статической модели планетохода при условии равномерного движения по ровной поверхности. Центр масс считают расположенным на геометрической оси симметрии.

В качестве конкурирующих вариантов СП выбраны шестиколесные шасси с подвеской типа Rocker-Bogie и с так называемой трехточечной подвеской. Подвеска типа Rocker-Bogie нашла применение (при различных исполнениях механизмов синхронизации бортов) в конструкции всех четырех реальных американских марсоходов [16–18] и китайского лунохода [10]. Кинематические схемы этой подвески приведены в статье [15].

Несмотря на то что трехточечная подвеска реализована в ряде полноразмерных и масштабных экспериментальных шасси планетоходов, в частности, в проектах и конструкциях макетов самоходного шасси европейского марсохода программы ExoMars [19, 20], имеющаяся в публикациях информация о ней недостаточна. Существуют и различные конструктивные варианты исполнения самоходных шасси с использованием этой подвески.

Например, на рис. 2 приведен фрагмент 3D-модели самоходного шасси с трехточечной подвеской и Т-образной рамой полноразмерного статически подобного макета лунохода или марсохода для отработки алгоритмов управления и оценки его ТСС при равномерном движении [24].

Шасси включает в себя три одинаковые по составу и назначению подвески (две передние и одна задняя), балансиры которых имеют шарнирные соединения с тремя концами Т-образной рамы. Каждый балансир является общим горизонтальным звеном двух параллелограммных механизмов, к двум противоположным вертикальным звеньям которого крепятся также одинаковые по составу и назначению блоки приводов. Каждый блок состоит из трех приводов: привода рулевого механизма, ось шкворня которого проходит через полюс пятна контакта колеса с опорной поверхностью; привода простейшего однорычажного механизма шагания; тягового привода, встроенного в колесо.

В отличие от аналогичных конструкций предложенные в рассматриваемой конструкции технические решения, во-первых, исключают чрезмерную интеграцию самоходного шасси и контейнера, как это предусмотрено схемой в работе [19]. Во-вторых, в отличие от самоходного шасси, представленного в работе [20], здесь использована наиболее легкая и простая по конструкции Т-образная несущая рама, жесткость которой выбирают достаточной для проведения статических назем-

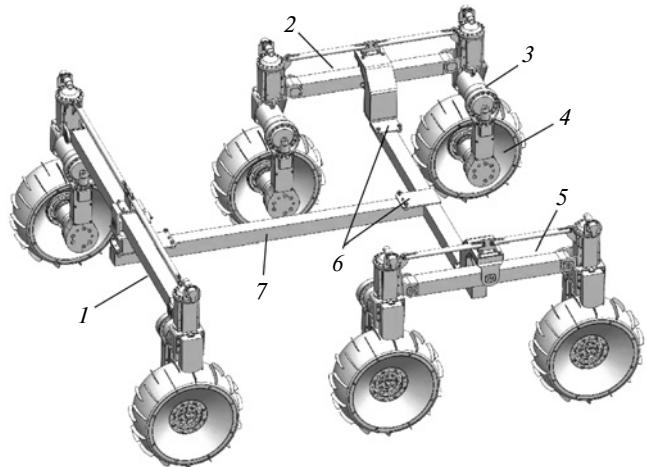


Рис. 2. Шасси с трехточечной подвеской и Т-образной рамой:
1 – задняя подвеска; 2 и 5 – передние левая и правая подвески;
3 – блок приводов; 4 – колесо; 6 – площадки на раме для крепления контейнера; 7 – Т-образная несущая рама шасси

ных ходовых испытаний лунохода или марсохода без разгрузки.

После сопряжения рамы с несущим днищем контейнера, который в этом случае можно изготавливать и автономно отрабатывать вместе с его служебной и научной аппаратурой, жесткость несущей конструкции будет достаточной для эксплуатации на Луне и Марсе во всех (в том числе в динамических) режимах движения при сложном рельефе местности.

Основные параметры шасси (см. рис. 2): попечерная база (колея) — 1,0 м; номинальная колесная база — 1,1 м; длина шага колеса относительно несущей рамы — 0,2 м; диаметр колес — 0,3 м; скорость движения в колесном режиме — 360 м/ч.

Шасси с рассмотренными подвесками, так же как шасси марсоходов с подвесками типа Rocker-Bogie, обеспечивают контакт всех шести колес с грунтом и двукратное уменьшение угла наклона контейнера при движении на местности со сложным рельефом (рис. 3). В то же время здесь отсутствуют подвижные поперечные механические связи противоположных бортов, ограничивающие возможности компоновки контейнера встроенно-го в него и навесного оборудования. Сохраняются преимущества параллелограммного механизма перед качающимися однорычажными балансирами, подтвержденные при создании и эксплуатации советских луноходов [9, 25]: плоскопараллельный характер движения ходовых колес; замыкание реактивных крутящих моментов на корпус, а не на балансиры подвесок.

Отметим также, что характеристики подвески с параллелограммным механизмом не зависят от высоты мест крепления, поскольку виртуальная ось качания балансира у таких механизмов всегда нахо-

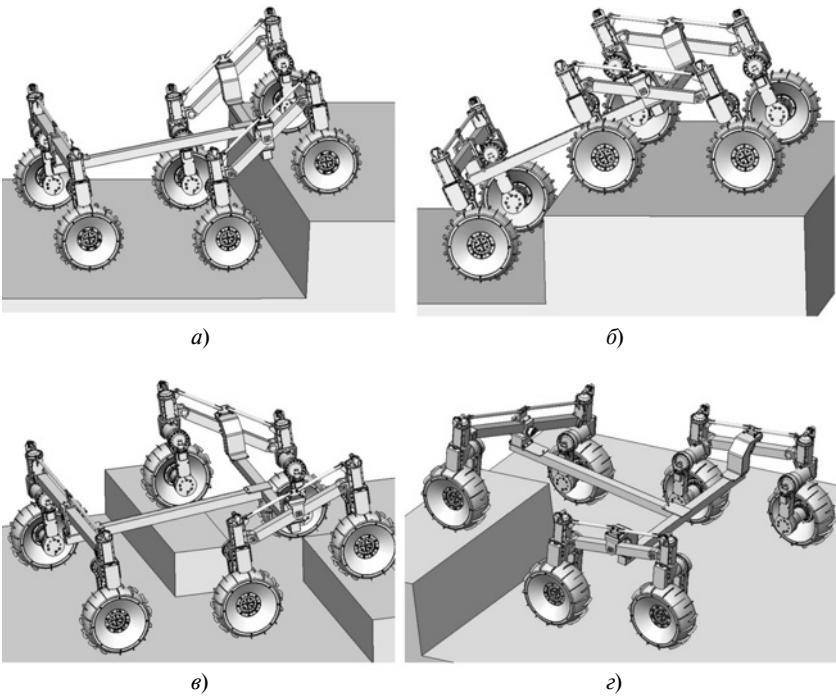


Рис. 3. Фрагменты моделирования движения шасси с трехточечной подвеской при преодолении:

ступеньки высотой 0,34 м передними колесами (а) и колесами передних подвесок (б); одиночных камней передних подвесок (в) и одним из задних колес (г)

дится на линии, соединяющей оси колес. Это обеспечивает свободу выбора точек крепления подвески на раме или корпусе контейнера планетохода.

При этом независимо от высоты крепления качение колес тележки происходит относительно виртуальной оси, обеспечивая малые продольные

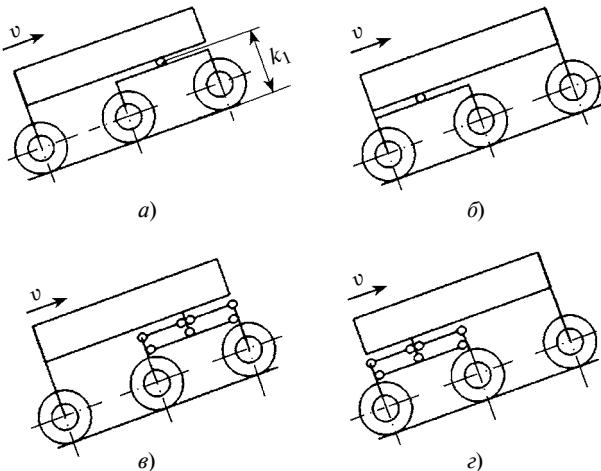


Рис. 4. Схемы балансирующих подвесок для сравнительного анализа по коэффициенту загрузки мотор-колес при движении на подъем:

а и б — подвеска типа Rocker-Bogie с тележками соответственно спереди (схема RB-1) и сзади (схема RB-2), k_1 — высота расположения оси поворота тележки; в и г — трехточечные подвески с тележками соответственно спереди (схема TT-1) и сзади (схема TT-2)

перемещения колес при больших вертикальных ходах подвески, что, в свою очередь, уменьшает отрицательные последствия этих перемещений при движении машины по неровной поверхности.

Однако при компоновке тележки с параллелограммными механизмами необходимо учитывать влияние такой подвески на устойчивость планетохода к опрокидыванию, особенно при движении на косогорах, поскольку виртуальная ось качания балансира тележки находится внутри колесной базы.

Для сравнительного расчетного анализа рассмотренные конструкции подвесок формализованы в виде структурно-кинематических схем, представляющих один борт шасси (рис. 4, а—г).

Общая расчетная схема внешних сил и моментов, действующих при движении шестиколесной машины на подъем, для одного борта приведена на рис. 5. Для этой схемы рассматриваются условия равновесия всех действующих сил в проекциях на оси координат X и Z , связанные с центром масс O_1 планетохода, и всех моментов этих сил. Соответствующие уравнения статики в общем случае имеют вид:

$$\sum X = 0; \quad \sum Z = 0; \quad \sum M = 0. \quad (4)$$

Аналитические выражения для расчета коэффициентов загрузки мотор-колес для рассмотренных вариантов шасси, полученные после решения уравнений (4), имеют вид:

для схемы RB-1 (см. рис. 4, а):

$$\left. \begin{aligned} D_{r1} &= \psi \left(\frac{L - 4k_1 \operatorname{tg}\alpha - 4fr_K}{L} \right) \times \\ &\times \left(\frac{3L \cos\alpha - 6h \sin\alpha - 6fr_K \cos\alpha}{3L - 4k_1 \operatorname{tg}\alpha - 4fr_K} \right); \\ D_{r2} &= \psi \left(\frac{L + 4k_1 \operatorname{tg}\alpha + 4fr_K}{L} \right) \times \\ &\times \left(\frac{3L \cos\alpha - 6h \sin\alpha - 6fr_K \cos\alpha}{3L - 4k_1 \operatorname{tg}\alpha - 4fr_K} \right); \\ D_{r3} &= \psi \left(\frac{3L \cos\alpha + 12(h - k_1) \sin\alpha}{3L - 4k_1 \operatorname{tg}\alpha - 4fr_K} \right); \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

для схемы RB-2 (см. рис. 4, б):

$$\left. \begin{aligned} D_{r1} &= \psi \left(\frac{3L \cos \alpha - 12(h - k_1) \sin \alpha}{3L + 4k_1 \tan \alpha + 4fr_K} \right); \\ D_{r2} &= \psi \left(\frac{L - 4k_1 \tan \alpha - 4fr_K}{L} \right) \times \\ &\times \left(\frac{3L \cos \alpha + 6h \sin \alpha + 6fr_K \cos \alpha}{3L + 4k_1 \tan \alpha + 4fr_K} \right); \\ D_{r3} &= \psi \left(\frac{L + 4k_1 \tan \alpha + 4fr_K}{L} \right) \times \\ &\times \left(\frac{3L \cos \alpha + 6h \sin \alpha + 6fr_K \cos \alpha}{3L + 4k_1 \tan \alpha + 4fr_K} \right); \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

для схемы TT-1 (см. рис. 4, в):

$$\left. \begin{aligned} D_{r1} = D_{r2} &= \psi \left(\cos \alpha - \frac{2fr_K \cos \alpha + 2h \sin \alpha}{L} \right); \\ D_{r3} &= \psi \left(\cos \alpha + \frac{4fr_K \cos \alpha + 4h \sin \alpha}{L} \right); \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

для схемы TT-2 (см. рис. 4, г):

$$\left. \begin{aligned} D_{r1} &= \psi \left(\cos \alpha - \frac{4fr_K \cos \alpha + 4h \sin \alpha}{L} \right); \\ D_{r2} = D_{r3} &= \psi \left(\cos \alpha + \frac{2fr_K \cos \alpha + 2h \sin \alpha}{L} \right). \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Сравнительный анализ полученных выражений показывает, что число уравнений и число варьируемых параметров для трехточечных подвесок [формулы (7) и (8)] значительно меньше, чем для подвесок Rocker-Bogie [формулы (5) и (6)]. Это позволяет с большей определенностью оценивать работу трехточечной подвески при всем многообразии условий эксплуатации.

Расчетные значения коэффициентов загрузки кормовых мотор-колес для рассмотренных подвесок приведены в таблице.

Для расчета принято, что высота расположения центра O_1 масс планетохода для схем TT-1 и TT-2 подвесок $h = 0,48$ м (рис. 5). Для подвески Rocker-

Коэффициенты D_{r3} загрузки кормовых мотор-колес при $f = 0,12$ и $\alpha = 25^\circ$

Подвеска	Схема подвески	D_{r3}
Rocker-Bogie	RB-1	0,84
	RB-2	1,03
Трехточечная	TT-1	1,00
	TT-2	0,77

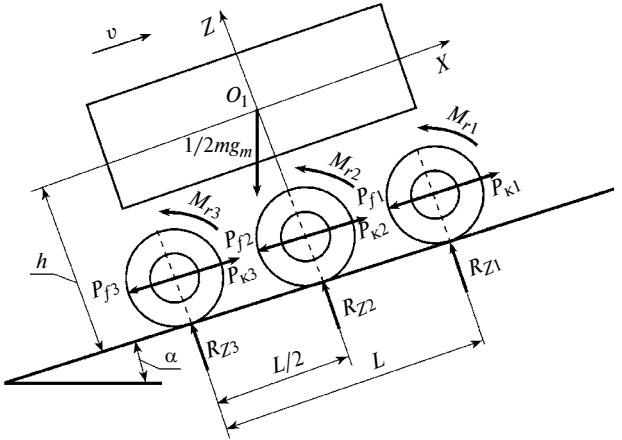


Рис. 5. Схема сил, действующих на планетоход при движении на подъем:

P_{ki} — тяговая сила колеса; R_{zi} — нормальная реакция колеса; P_{fi} — сила сопротивления качению колеса; M_{ri} — реактивный крутящий момент привода колеса; L — колесная база; h — высота центра масс планетохода

Bogie (схема RB-1) принято расстояние от опорной поверхности до оси подвеса тележки на бортовом балансире $k_1 = 0,33$ м (см. рис. 4, а). Остальные параметры приведены выше.

Коэффициент сопротивления качению колеса принят $f = 0,12$, что соответствует тягово-цепным характеристикам колеса на сухом кварцевом песке.

Согласно таблице по критерию D_{r3} движение на подъем более оптимально для подвески Rocker-Bogie с тележками спереди (см. рис. 4, а), а для трехточечной подвески — с тележками сзади (см. рис. 4, г). При этом трехточечная подвеска предпочтительней подвески Rocker-Bogie.

Заметим, что в случае применения адаптивной подвески, обеспечивающей равенство нормальных реакций, для тех же условий эксплуатации коэффициент загрузки колес можно снизить до значения $D_{r3} = 0,53$.

Из выражений (5)–(8) видно, что оптимизация коэффициентов загрузки связана с увеличением колесной базы, а также с уменьшением радиуса колеса и высоты центра тяжести планетохода. Однако возможность варьирования этими параметрами весьма ограничена. Также некоторое влияние на распределение загрузки колес оказывает коэффициент сопротивления качению колеса.

Определенным резервом для оптимизации коэффициентов удельной загрузки колес СП с трехточечной подвеской является применение механизмов колесного шагания, которые обеспечивают смещение колес относительно центра тяжести машины и этим способствуют выравниванию (в ограниченных пределах) нормальных реакций на колесах.

Рассмотренная методика анализа опорной проходимости планетохода при движении на подъем позволяет также оценить оптимальность перехода от колесной формулы 6×6 к колесной формуле 4×4 .

Для шасси 4×4 коэффициенты удельной загрузки мотор-колес составляют:

для передних колес

$$D_{ri} = \left(\cos \alpha - \frac{2fr_k \cos \alpha + 2h \sin \alpha}{L} \right); \quad (9)$$

для задних колес

$$D_{r2} = \psi \left(\cos \alpha + \frac{2fr_k \cos \alpha + 2h \sin \alpha}{L} \right). \quad (10)$$

Нетрудно заметить, что выражения (9) и (10) полностью совпадают соответственно с первым из выражений (7) и вторым из выражений (8) коэффициентов загрузки для колес тележки трехточечной подвески.

Однако необходимо иметь в виду, что при равных коэффициентах удельной загрузки абсолютные значения нормальных реакций на колесах четырехколесной машины будут в 1,5 раза выше, чем у шестиколесной.

Для сравнения шестиколесного шасси с трехточечной подвеской при движении на подъем в наиболее оптимальной конфигурации (тележки сзади) с шасси 4×4 при равных значениях колесной базы, диаметра колеса и высоты центра тяжести на рис. 6, а, б приведены зависимости коэффициента D_{ri} от угла α подъема местности. Из рис. 6 видно, что коэффициенты загрузки колес тележки трехточечной подвески и заднего колеса четырехколесной машины, как это и было отмечено ранее, совпадают. В то же время переднее колесо четырехколесной машины работает более эффективно, чем переднее колесо шестиколесной машины.

Кроме того, кривая коэффициента D_{ri} загрузки для переднего колеса четырехколесной машины (см. рис. 4, б) менее интенсивно приближается к нулевому уровню, т. е. к точке отрыва переднего колеса от грунта, что соответствует лучшей продольной устойчивости машины 4×4 при движении на подъем.

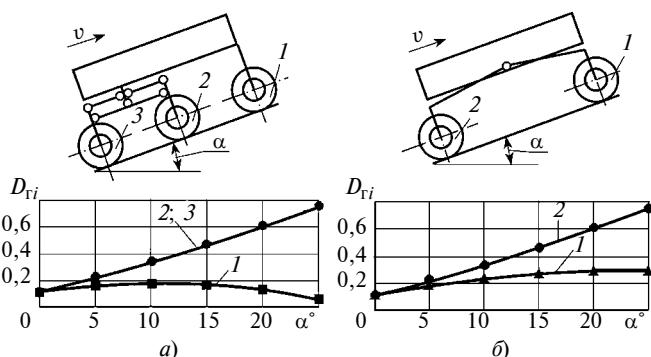


Рис. 6. Схемы шасси и зависимости коэффициента D_{ri} загрузки мотор-колес от угла α подъема местности:

а — шасси 6×6 с трехточечной подвеской: 1 — переднее колесо, 2 и 3 — среднее и заднее колеса; б — шасси 4×4: 1 — переднее колесо, 2 — заднее колесо

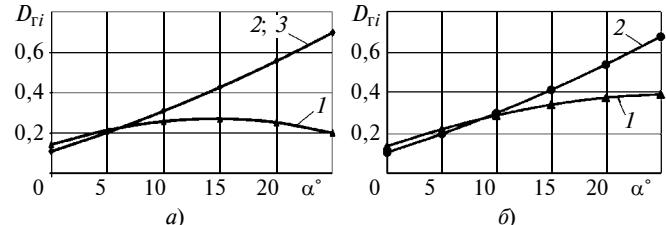
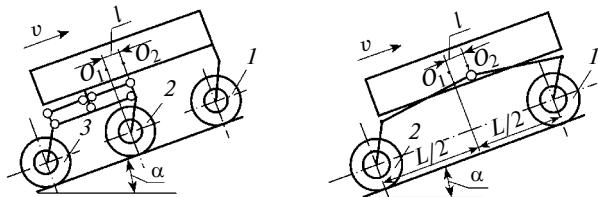


Рис. 7. Схемы шасси и зависимости коэффициента D_{ri} загрузки колес от угла α подъема при продольном смещении центра масс корпуса вперед на $l = 100$ мм с помощью механизмов шагания: O_1 , O_2 — проекции центра масс планетохода на его вертикальную плоскость до и после переноса корпуса; а — шасси 6×6 с трехточечной подвеской: 1 — переднее колесо, 2 и 3 — среднее и заднее колеса; б — шасси 4×4: 1 — переднее колесо; 2 — заднее колесо

Расчеты также показали, что для четырехколесной машины (рис. 7, б) смещение центра масс корпуса при движении на подъем дает несколько больший положительный эффект, чем для шестиколесного планетохода с трехточечной подвеской (рис. 7, а). Видим, что одинаковая загрузка всех колес (точка пересечения кривых) у машины 4×4 обеспечивается при большем угле α подъема, чем у машины 6×6, при равном смещении l центра масс корпуса вперед.

Результаты расчетного анализа позволяют сделать вывод, что колесная формула 4×4 шасси с КШД, дающим возможность изменять продольную координату центра масс корпуса, более эффективна, чем колесная формула 6×6 по соотношению загрузок колес, однако при прочих равных условиях создает более значительное нормальное давление на грунт.

Заключение

Наиболее корректная сравнительная оценка главных компонентов ходовой части шасси планетоходов может быть проведена при правильном сочетании экспериментальных и расчетных методов. Эксперимент необходим главным образом при оптимизации конструкции рассматриваемых в статье металлических ходовых колес, конфигурация которых оказывает решающее влияние на опорную проходимость по деформируемым слабосвязанным грунтам. Параллельно с этим определяются тягово-цепные характеристики колес, необходимые для математического и компьютерного моделирования статических и динамических режимов движения планетохода на грунтах с различными свойствами.

Успешная эксплуатация на Луне советских и американских луноходов в прошлом веке позволя-

ет считать правильным выбор стальной проволочной сетки для организации наружного обода жесткого колеса Лунохода-1 и для упругой шины колеса Lunar Roving Vehicle. Геометрия сетки, шаг, рисунок и высота грунтозацепов жесткого колеса и идентичные параметры шевронов металлоупругого колеса были выбраны в процессе испытаний макетов колес на разных аналогах лунного грунта.

Невысокие скорости движения современных автоматических планетоходов позволяют получить достаточно корректные сравнительные данные, необходимые для выбора схемы и геометрических параметров подвески, расчетно-аналитическими методами. При этом в качестве критерии целесообразно использовать безразмерные коэффициенты загрузки мотор-колес.

Расчеты показали, что рассмотренные шасси с подвеской Rocker-Bogie и шасси с трехточечной схемой подвески очень близки по критерию проходимости при движении на подъем, но второй вариант имеет некоторые преимущества как по распределению крутящих моментов по колесам, так и по компоновке шасси и контейнера. Эти преимущества возрастают при применении даже простейших механизмов шагания колес, которые, кроме того, страхуют планетоход от потери подвижности в песчаных ловушках и могут быть эффективно использованы для трансформации ходовой части из транспортировочного положения в рабочее.

Рассмотренные методы оценки качества ходовой части планетоходов можно использовать не только для анализа балансирных подвесок СП с идентичными колесными формулами, но и для задач оптимизации самой колесной формулы много-приводных транспортных машин.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- Беккер М. Г.** Введение в теорию систем местность — машина / Пер. с англ. В. В. Гуськова. М.: Машиностроение, 1973. С. 240—309.
- Устройство и работа станции "Луна-17" и Лунохода-1 / К. С. Анисов, В. И. Мастаков, О. Г. Иванов и др.** // Передвижная лаборатория на Луне Луноход-1 / Под. ред. А. П. Виноградова. М.: Наука, 1971. Т. 1. С. 7—20.
- Самоходное шасси Лунохода-1 как инструмент для исследования лунной поверхности / А. К. Леонович, О. Г. Иванов, П. С. Павлов и др.** // Передвижная лаборатория на Луне Луноход-1 / Под. ред. В. Л. Барсукова. М.: Наука, 1978. Т. 2. С. 25—42.
- Исследование работоспособности самоходного шасси на Луне / Е. В. Авотиньш, Б. В. Бородачев, Ю. И. Васин и др.** // Передвижная лаборатория на Луне Луноход-1 / Под. ред. В. Л. Барсукова. М.: Наука, 1978. Т. 2. С. 47—66.
- Автоматические станции для изучения поверхностного покрова Луны / А. Л. Кемурджиан, В. В. Громов, И. И. Черкасов, В. В. Шварев.** М.: Машиностроение, 1976. С. 103—199.
- Маленков М. И., Кемурджиан А. Л.** Тяговая динамика планетохода // Динамика планетохода / Под. ред. Б. Н. Петрова и А. Л. Кемурджиана. М.: Наука, 1979. С. 56—195.

7. **Kemurdjian A.** From the Moon Rover to the Mars Rover // The Planetary Report. CA, Pasadena. 1990. V. X. N 4. P. 4—11.

8. **Malenkov M. I.** Creation of Lunokhod-1 as an Outstanding Scientific and Technological Achievement of the XX Century // Solar System Research. 2013. V. 47. N 7. P. 610—617.

9. **Malenkov M.** Self-propelled automatic chassis of Lunokhod-1: History of creation in episodes // Frontiers of Mechanical Engineering. 11(1). P. 60—86.

10. **Design and implementation of Chang'E-3 rover location system / Zhang YuHua, Xiao Jie, Zhang Xiao Wei et al.** // Science China PRESS. 2014. P. 483—491.

11. **Geologic Characteristics of the Luna 17/Lunokhod-1 and Chang'E-3/Yutu landing sites, Northwest Mare Imbrium of the Moon / A. T. Basilevsky, A. M. Abdrahimov, J. W. Head et al.** // Planetary and Space Science. 2015. V. 117. P. 385—400.

12. **In situ observations of the physical properties of the Martian surface / K. E. Herkenhoff, M. P. Golombek, E. A. Guinness et al.** // The Martian Surface: Composition, Mineralogy, and Physical Properties, Bell, J. F., Ed., Cambridge University Press. 2008. P. 451—467.

13. **Кажукало И. Ф.** Принцип шагания в движителях транспортных машин // Планетоходы / Под. ред. А. Л. Кемурджиана. М.: Машиностроение, 1982. С. 65—107.

14. **Кажукало И. Ф., Маленков М. И., Кемурджиан А. Л.** Описание и некоторые результаты ходовых испытаний макетов планетоходов // Передвижение по грунтам Луны и планет / Под. ред. А. Л. Кемурджиана. М.: Машиностроение, 1986. С. 235—261.

15. **Increasing the Mobility of Mars Rovers by Improving the Locomotion Systems and Their Control Algorithms / M. I. Malenkov, V. A. Volov, N. K. Guseva, E. A. Lazarev** // Russian Engineering Research. 2015. V. 35. N. 11. P. 824—831.

16. **Harrington B. D., Voorhees C.** / The Challenges of Designing the Rocker-Bogie Suspension for the Mars Exploration Rover // Proc. of 37 Aerospace Mechanisms Symposium, Jonson Space Center, May 19—21, 2004.

17. **MSL Curiosity Rover**, <http://mars.jpl.nasa.gov/msl>.

18. **Mars Exploration Rovers**, <http://marsrover.nasa.gov/science/objectives.html>

19. **Kucherenko V., Bogatchev A., van Winnendael M.** Chassis Concepts for ExoMars Rover // In Proc. 8th ESA Workshop on Advanced Space Technologies for Robotics and Automation (ASTRA), ESTEC, Noordwijk, the Netherlands. 2004.

20. **Design and manufacture of a full size breadboard ExoMars rover chassis / C. G.-Y. Lee, J. Dalcolmo, S. Klinkner et al.** // In Proc. 9th ESA Workshop on Advanced Space Technologies for Robotics and Automation (ASTRA), ESTEC, Noordwijk, the Netherlands. 2006.

21. **Apostopoulos D.** Analytical Configuration of Wheeled Robotic Locomotion. Ph. D. Thesis. Carnegie-Mellon University, Pittsburgh, Pennsylvania, 2001.

22. **Thüer T.** Mobility evaluation of wheeled all-terrain robots. Metrics and application: Dissertation submitted to Eidgenössische Technische Hochschule Zürich for the degree of Doctor of Technical Sciences № 18160. Zurich. 2009. 113 p.

23. **Наумов В. Н., Забавников Н. А.** Исследование взаимодействия одиночного колеса с грунтом применительно к задаче оценки проходимости транспортного средства // Передвижение по грунтам Луны и планет / Под. ред. А. Л. Кемурджиана. М.: Машиностроение, 1986. С. 53—107.

24. **Заявка № 2016114958 на полезную модель Рос. Федерации: МПК B64G-001/16 Транспортное средство для передвижения по местности со сложными грунтовыми условиями.**

25. **А. с. 272076. СССР: МПК B60G 11/20 Независимая балансирная подвеска колеса транспортного средства со встроенными в колеса двигателями.**

К. С. КУЛЬГА, д-р техн. наук, П. В. ВИНОГРАДОВ, А. А. ГАИТОВА (Уфимский государственный авиационный технический университет), e-mail: admin@stalkerplm.com

Повышение эффективности проектирования компоновок многоцелевых станков с ЧПУ на основе CAD/CAE-систем¹

На основе CAD/CAE-системы разработана методика создания конечно-элементной модели компоновки многоцелевого станка для ее статического анализа на этапе эскизного проектирования.

Ключевые слова: станок, компоновка, метод конечных элементов, статический анализ, CAD/CAE-система.

On the base of CAD/CAE system the methodic of creation of finite element model of multi-purpose machine tool configuration for its static analysis on the stage of initial design is developed.

Keywords: machine tool, configuration, finite element method, static analysis, CAD/CAE-system.

Основы компонетики и определение компоновки станочного оборудования как самостоятельного объекта были изложены в монографии Ю. Д. Врагова [1].

Компоновка многоцелевого станка (далее станка), как правило, включает в себя один стационарный (постоянно неподвижный) и несколько подвижных элементов. Создание (синтез) компоновки осуществляется на раннем этапе проектирования станка после определения его характеристик, выбора метода и движений формообразования, предварительного определения кинематической структуры.

Этот этап проектирования станка является самым ответственным, так как от правильности выбора компоновки во многом зависит успех проекта в целом. Компоновка станка влияет на его основные показатели качества: статические и динамические упругие деформации, термические деформации, на распределение давлений и износ в подвижных соединениях [1, 2].

Цель данной работы — разработка методики статического анализа компоновок станков на ранней стадии проектирования на основе применения программного обеспечения CAD/CAE-систем и метода конечных элементов (МКЭ).

Программное обеспечение (ПО) CAE-системы, реализующее МКЭ, позволяет с достаточной точностью и оперативностью оценить несущую способность компоновки станка. В качестве CAE-системы предлагается применять ПО COSMOSWorks. В настоящее время эта система входит в семейство интегрированных расчетных модулей SolidWorks Simulation, объединяющее собственно Simulation

(ранее — COSMOSWorks), Flow Simulation (ранее — COSMOSFloWorks) и SolidWorks Motion (ранее — COSMOSMotion) и др. [3, 4]. Ориентация на совместное использование этой CAE-системы с CAD-системой SolidWorks позволила разработчикам ПО в максимальной степени задействовать достоинства графической среды: мощную параметризацию, поверхностное и твердотельное геометрическое моделирование, кинематику сборок.

Важным преимуществом применения CAE-системы является возможность получения результатов статического анализа несущей конструкции компоновки станка при эскизном проектировании.

Предлагаемая методика статического анализа компоновок станков с использованием ПО CAE-системы COSMOSWorks включает шесть этапов.

Исходными данными для реализации предлагаемой методики являются: техническое задание на проектирование станка; чертеж детали-представителя; состав формообразующих движений, необходимых для реализации ее механической обработки; результаты структурного синтеза возможных вариантов компоновок станков.

На рис. 1 приведена 3D-геометрическая модель детали-представителя (далее деталь), а также обозначена ее грань A, которая обрабатывается торцевой фрезой с наибольшими значениями составляющих силы резания. Допуск на обрабатываемый размер детали составляет не более 230 мкм.

Первый этап — проектирование 3D-геометрической модели компоновки станка в CAD-системе SolidWorks [3, 4], адаптированной для МКЭ с учетом всех параметров, которые могут оказать существенное влияние на результаты статического

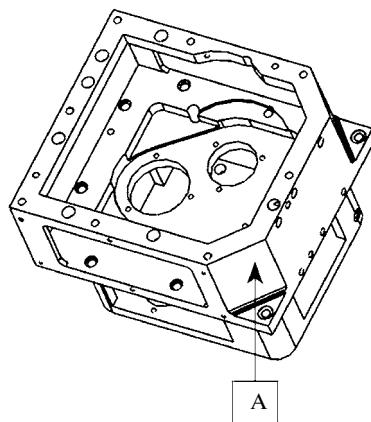


Рис. 1. 3D-геометрическая модель детали-представителя

¹ Работа выполнена в рамках проектной части Госзадания Минобрнауки РФ № 8.313.2014K на выполнение НИР.

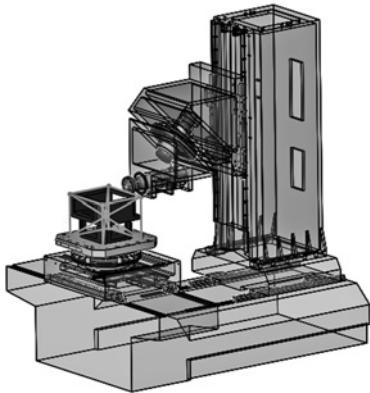


Рис. 2. 3D-геометрическая модель компоновки станка

анализа. Результаты реализации рассматриваемого этапа показаны на рис. 2.

Второй этап — создание сетки конечных элементов (КЭ). Это один из важнейших этапов статического анализа компоновки станка на основе МКЭ, на котором определяется целесообразность использования различных видов КЭ (оболочечных, балочных, пластин, объемных и т. д.) и выполняются мероприятия по созданию максимально возможного числа областей с регулярной сеткой КЭ в 3D-геометрической модели компоновки станка. Размер создаваемой сетки (числа узлов и элементов) зависит от геометрии и размеров 3D-геометрической модели компоновки станка, допуска сетки, параметров управления сеткой и характеристик контакта.

На ранних стадиях статического анализа компоновки станка, когда достаточно иметь приблизительные результаты, можно задавать больший размер КЭ для получения быстрого решения. Для более точного решения следует использовать меньший размер КЭ.

В результате формирования сетки создаются трехмерные тетраэдральные твердотельные элементы, двумерные треугольные элементы оболочки и одномерные элементы балки. Сетка состоит из элементов одного типа, если не задан тип комбинированной сетки. Твердотельные элементы, как правило, подходят для объемных моделей; элементы оболочки — для моделирования тонкостенных деталей (листовые металлы), а балки и стержни — для элементов конструкций. При одинаковой плотности (число элементов) сетки с параболическими КЭ (второго порядка) дают лучшие результаты, чем линейные КЭ (первого порядка), так как они более точно представляют изогнутые границы и производят лучшие математические аппроксимации. Однако параболические КЭ требуют больше вычислительных ресурсов ЭВМ, чем линейные.

Для повышения точности статического анализа компоновок станков необходимо управлять параметрами уплотнения сетки КЭ.

Для компоновок станков рекомендуем уплотнять сетку КЭ в конкретных местах (рис. 3):

в зонах значительного градиента напряжений, деформаций, тепловых потоков (отверстие, выточка, трещина и т. п.);

в зонах существенных изменений граничных условий, например в области приложения изменяющейся нагрузки и возле границ области приложения нагрузок;

в окрестностях границ участков контакта деталей в сборках;

в местах возле границ контакта деталей с отличающейся жесткостью.

Эти рекомендации относятся к исходной конечно-элементной модели компоновки станка. После первого статического анализа появляется актуальная информация, на базе которой можно изменять параметры дискретизации вышеуказанной модели.

Третий этап — моделирование граничных условий для конечно-элементной модели компоновки станка. Степень адекватности при выборе граничных условий имеет не меньшее значение для точности статического анализа, чем функциональность при построении сетки КЭ. На этом этапе учитывается действие как активных силовых факторов, так и наложенных на систему связей. Число связей должно быть достаточным для обеспечения построения кинематически неизменяемой модели.

Силовые факторы должны быть приложены с учетом особенностей реальной работы станка в рассматриваемых режимах эксплуатации.

Определение схемы действия составляющих силы резания. Расчет режимов и сил резания осуществлялся на основе методических материалов, опубликованных в работах [5, 6]. При пределе прочности материала заготовки $\sigma_b = 200$ МПа, глубине резания $t = 2,5$ мм, подаче $S = 0,15$ мм/зуб скорость резания $v = 163,83$ м/мин (фрезерование) [5]. Фрезерование осуществляется торцевой фрезой (ГОСТ 26595—85, диаметр фрезы $D = 200$ мм, число зубьев $z = 12$) с механическим креплением многогранных пластин из твердого сплава ВК8 ГОСТ 3882—74. Результаты расчета сил резания по осям с помощью ПО REZIM [6]: $P_z = 3023,3$ Н; $P_y = 1209,3$ Н; $P_x = 1511,7$ Н; $M_p = 302,3$ Н · м.

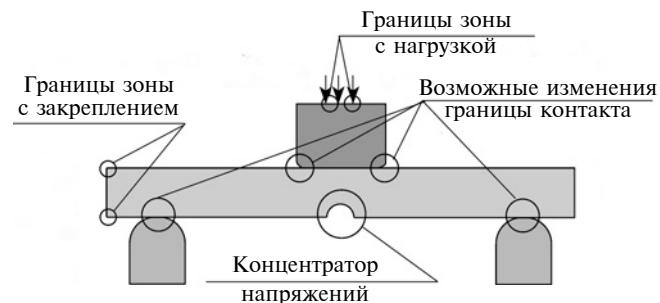


Рис. 3. Рекомендуемые зоны уплотнения сетки КЭ

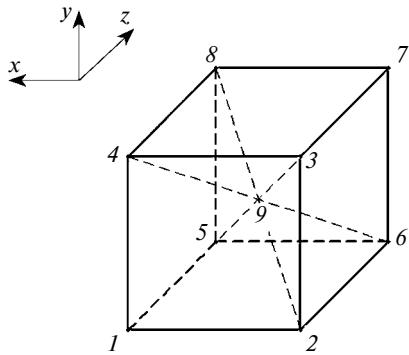


Рис. 4. Рабочее поле компоновки станка

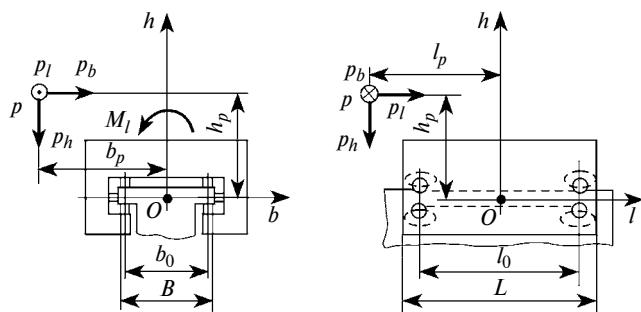


Рис. 5. Расчетная схема направляющей качения

Для моделирования действия составляющих силы резания при фрезеровании торцевой поверхности А детали (см. рис. 1) предлагается использовать граничное условие "Дистанционная нагрузка" [3, 4]. Эта нагрузка одновременно прикладывается как к обрабатываемой поверхности детали, так и к переднему концу шпиндельного узла компоновки станка.

Определение статической податливости направляющих и подшипников качения. В характеристиках компоновки станка должны быть отражены как средний уровень статической податливости направляющих, так и диапазон ее изменений при перемещении направлений и точек приложения сил резания в пределах рабочего поля (рис. 4).

Каждой точке рабочего поля соответствуют определенные значения податливости компоновки станка, зависящие от силовых характеристик — сил резания и крутящих моментов в соответствующих точках рабочего поля, которые образуют силовое поле. Это поле — векторное, поскольку в общем случае сила резания является трехмерным вектором:

$$\vec{P} = \vec{P}_x \cdot \vec{i} + \vec{P}_y \cdot \vec{j} + \vec{P}_z \cdot \vec{k},$$

где $\vec{P}_x, \vec{P}_y, \vec{P}_z$ — векторы координатных составляющих сил резания по осям x, y, z ; $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ — единичные векторы по осям соответственно x, y, z .

Направление вектора \vec{P} силы резания определяется соотношениями $\vec{P}_x : \vec{P}_y : \vec{P}_z$ и знаками единичных векторов и зависит от типа режущих инстру-

ментов, углов заточки, направления прохода и резания (встречное или попутное фрезерование), от расположения режущего инструмента относительно обрабатываемой поверхности и т. д.

Расчетная схема для определения статической податливости направляющей качения с роликовыми опорами ("танкетками") компоновки станка приведена на рис. 5. Для такого расчета введена частная система координат $b \ h \ l$ с началом координат в центре жесткости этого узла (для исключения ошибок из-за различного расположения направляющих качения станка). Податливости направляющей качения компоновки станка в частной системе координат узла рассчитываются с помощью системы уравнений:

$$\begin{cases} K_b = \xi_b K_0; \\ K_h = \xi_h K_0; \\ K_l = \xi_l K_0. \end{cases}$$

Здесь: K_0 — номинальная статическая податливость направляющей качения, м/Н, при центральном фронтальном приложении силы \bar{P}_h (см. рис. 5); ξ — коэффициенты приведения (положение направляющей качения относительно рабочего поля компоновки станка), которые определяются системой уравнений:

$$\begin{cases} \xi_b = a_0 + a_0 \left(\frac{l_p}{r_h} \right)^2 + \left(\frac{h_p}{r_l} \right)^2; \\ \xi_h = 1 + \left(\frac{l_p}{r_b} \right)^2 + \left(\frac{b_p}{r_l} \right)^2; \\ \xi_l = \left(\frac{l_p}{r_b} \right)^2 + a_0 \left(\frac{b_p}{r_h} \right)^2, \end{cases}$$

где l_p, h_p, b_p — вылеты расчетной точки рабочего поля относительно частной системы координат (см. рис. 5); r_l, r_h, r_b — радиусы инерции расположения роликовых опор относительно частной системы координат (зависят от расчетной длины l_0 и ширины b_0 направляющих, см. рис. 5); a_0 — коэффициент приведенной ширины направляющей качения (в рассматриваемом случае $a_0 = 2$).

По значениям податливостей по осям частной системы координат определяем суммарную статическую податливость направляющей качения:

$$K_{\Sigma} = \sqrt{K_b^2 + K_h^2 + K_l^2}.$$

Статическую податливость направляющих качения компоновок станков можно определить на основании экспериментальных данных компаний, производящих эти узлы [7].

Для моделирования статической податливости направляющей качения предлагаем использовать

КЭ "Пружина" [3, 4] и элементы геометрии трехмерной модели компоновки станка (плоские параллельные грани направляющих).

Для определения статической податливости подшипников качения, применяемых в элементах компоновки станка (например, в шпиндельном узле, поворотном столе), использовали данные: промышленных каталогов (например компания NSK, Япония [8]); ПО САПР (например ПО САПР "Шпиндельный узел" МГТУ "СТАНКИН" [6]). Статические податливости подшипников качения передней и задней опор шпиндельного узла компоновки станка, распределенные на площадь граней, предлагаются моделировать КЭ "Пружина" [3, 4].

Аналогично моделировали статические податливости подшипников других узлов компоновки станка: поворотного стола (ветвь детали); поворотной шпиндельной головки (ветвь инструмента).

Расчет жесткости опор компоновки станка. Разработанная конечно-элементная модель опоры компоновки станка представлена на рис. 6. Результаты статического анализа модели опоры выявили, что допускаемые напряжения растяжения—сжатия ($3,998E+08 \text{ Н}/\text{м}^2$) больше максимальных расчетных ($1,0308E+07 \text{ Н}/\text{м}^2$), а значит, условие прочности на растяжение—сжатие выполняется. Статическую податливость опоры компоновки станка определяем как

$$K_s = \delta/F,$$

где F — сила, нагружающая каждую опору; δ — деформация опоры под действием силы F , определяемой с учетом составляющей силы резания и веса станка.

Для моделирования статической податливости опор компоновки станка предлагаем использовать КЭ "Упругое основание" [3, 4].

Разработанная в САЕ-системе [3, 4] расчетная схема компоновки станка приведена на рис. 7 (показано моделирование КЭ "Упругое основание").

Четвертый этап — статический анализ конечно-элементной модели компоновки станка. Окончательная система разрешающих уравнений МКЭ для статического анализа компоновки станка представляет собой систему линейных алгебраических уравнений с симметричной, положительно определенной матрицей коэффициентов, как правило, ленточной структуры. Для проведения статического анализа применяли два метода решения [3, 4]: прямой и итеративный. Прямой метод (Direct sparse) базируется на алгоритме Холесского с использованием компактной схемы хранения матрицы жесткости и является наиболее устойчивым с точки зрения вычислительного процесса. Итеративный метод (FFEPlus) основан на методе сопряженных градиентов для статического анализа модели с использованием способов аппроксимации, где в каждой итерации предполагается решение с

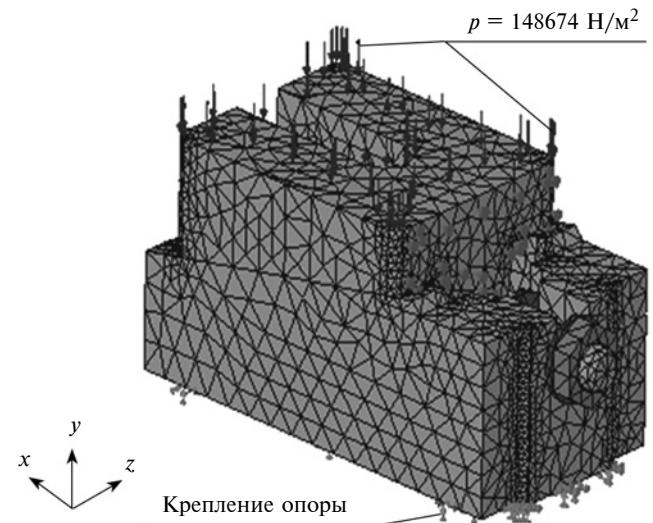


Рис. 6. Конечно-элементная модель опоры

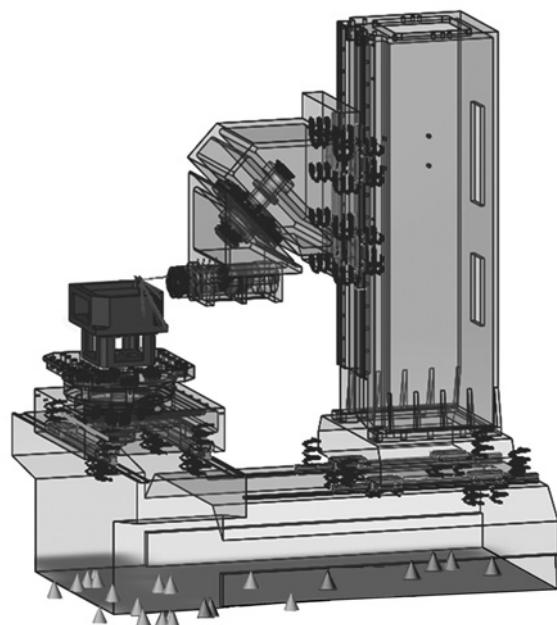


Рис. 7. Расчетная схема компоновки станка

рассчитанной погрешностью. Итерации продолжаются до тех пор, пока погрешности не становятся приемлемыми. При проведении статического анализа на основе метода решения FFEPlus предоставляется доступ к графику сходимости и параметрам метода решения. График сходимости помогает визуализировать процесс сходимости решения. Параметры решающей программы позволяют управлять итерациями метода решения для улучшения точности или скорости получения результатов (например максимального значения критерия прочности Von Mises в каждой итерации).

Пятый этап — обработка полученных результатов статического анализа компоновки станка. График суммарных статических перемещений

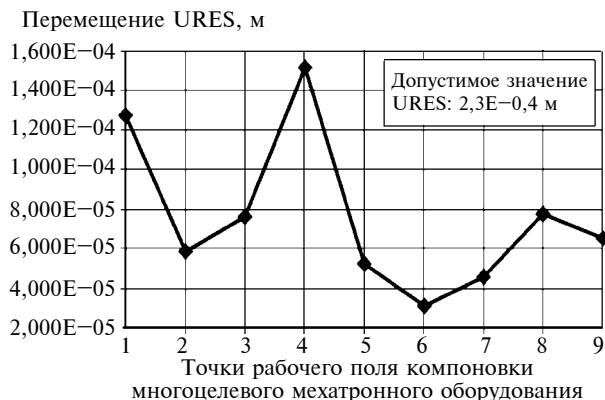


Рис. 8. График суммарных статических перемещений URES

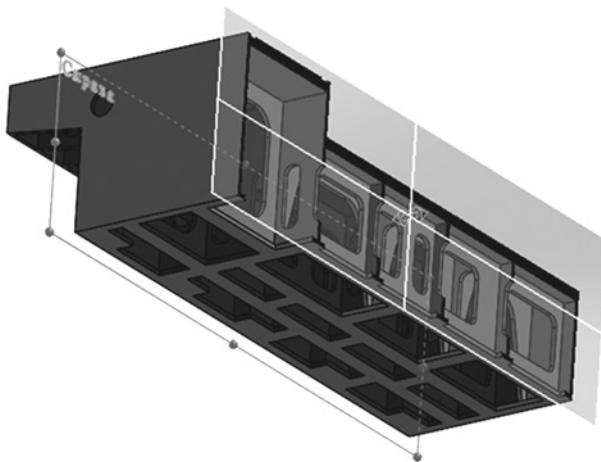


Рис. 9. Результат оптимизация 3D-геометрической модели корпусной детали

URES, рассчитанный для точек рабочего поля компоновки станка, приведен на рис. 8.

Результаты пятого этапа показали следующее:
наибольшие значения критерия Von Mises, суммарных статических перемещений URES и эквивалентных деформаций ESTRN наблюдались в точке 4 рабочего поля (см. рис. 4);

расчетные значения критерия Von Mises не превышают соответствующих допустимых значений $1,52E+08 \text{ Н/м}^2$;

расчетные значения статических перемещений URES 152 мкм не превышают допуска 230 мкм для размера детали.

Шестой этап — определение направления оптимизации компоновочных факторов станка с целью улучшения результатов статического анализа. Для получения новых результатов анализа модели используются все рассмотренные выше этапы.

На основе результатов статического анализа модели компоновки станка в точке 4 рабочего поля (см. рис. 4) на шестом этапе определяли влияние таких компоновочных факторов, как, например, угол наклона корпуса поворотной головки, конструкция крупногабаритных корпусных деталей несущей системы.

Изменение угла наклона корпуса поворотной головки позволило уменьшить величину суммарного статического перемещения URES со 152 до 142 мкм. Для дальнейшего статического анализа компоновки станка использовали геометрическую модель корпуса поворотной головки с углом наклона 46°.

Для оптимизации конструкции корпусных деталей станка использовали ПО автоматизированной информационной системы Stalker-Cast (разработано авторами этой статьи и подробно описано в работе [9]), которое позволило (рис. 9): нормализовать конструктивные элементы отливок, осуществить структурный и параметрический синтез конструкции отливок и снизить массу рассматриваемых деталей.

В результате статического анализа конечно-элементной модели компоновки станка с измененными компоновочными факторами (максимальные расчетные значения) в точке 4 рабочего поля (см. рис. 4) получили: критерий прочности Von Mises — 39324128 Н/м^2 ; суммарное статическое перемещение URES — 210 мкм.

Полученные результаты статического анализа конечно-элементной модели компоновки станка (точка 4 рабочего поля на рис. 4) с измененными компоновочными факторами удовлетворяют допустимым значениям по критерию прочности Von Mises и суммарным статическим перемещениям URES.

Таким образом, предложенная методика позволяет проводить статический анализ различных видов компоновок на ответственных этапах проектирования станка (эскизное проектирование, техническое предложение) с применением CAD/CAE-систем и МКЭ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Врагов Ю. Д.** Анализ компоновок металлорежущих станков: Основы компонетики. М.: Машиностроение, 1978. 208 с.
2. **Металлорежущие** станки: Учебник. Т. 1 / В. В. Бушуев, А. В. Еремин, А. А. Какойло и др. Под ред. В. В. Бушуева. М.: Машиностроение, 2012. 608 с.
3. **Dassault Systemes.** <http://www.3ds.com>.
4. **Алямовский А. А.** CosmosWorks. Основы расчета конструкций на прочность в среде SolidWorks. М.: ДМК Пресс. 2010. 784 с.
5. **Прогрессивные** режущие инструменты и режимы резания металлов: Справочник / Под общ. ред. В. И. Баранникова. М.: Машиностроение, 1990. 399 с.
6. **Московский** государственный технологический университет "СТАНКИН", <http://www.stankin.ru>
7. **Rexroth.** The Drive & Control Company <http://www.boschrexroth.com/ru/ru>.
8. **NSK Global. Motion & Control,** www.nsk.com.
9. **Кульга К. С., Виноградов П. В.** Автоматизация проектирования модельных комплектов для отливок базовых деталей мехатронного станочного оборудования // Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика. 2014. № 10. С. 8—16.

А. С. ИВАНОВ, д-р техн. наук, С. В. МУРКИН (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
e-mail: a-s-ivanov@yandex.ru

Затяжка винтов динамически нагруженных резьбовых соединений¹

Представлены теоретические обоснования необходимости повышенного момента затяжки резьбового соединения, динамически нагруженного отрывающей силой.

Ключевые слова: винт, резьбовая часть, отрывающая сила, затяжка, сопротивление усталости, контактный слой, деформация.

The theoretical substantiations of necessity of increased tightening moment in a threaded joint, loaded dynamically by a tearing force, are presented.

Keywords: screw, threaded portion, tearing force, tightening, fatigue resistance, contact layer, deformation.

Прочность деталей машин, нагруженных переменными нормальными напряжениями σ , оценивают [1] запасом прочности S_σ относительно предела выносливости σ_{-1} материала при знакопеременном симметричном цикле:

$$S_\sigma = \sigma_{-1}/(K_{\sigma D}\sigma_a + \Psi_\sigma\sigma_m) \geq 1,5 \div 2,5, \quad (1)$$

где $K_{\sigma D}$ — коэффициент уменьшения предела выносливости, зависящий от концентрации напряжений, размера опасного сечения, шероховатости поверхности и ее упрочнения; σ_a — амплитуда напряжений; Ψ_σ — коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла; σ_m — среднее напряжение цикла.

Коэффициент Ψ_σ определяют по диаграмме предельных напряжений $\sigma_{\max} = f(\sigma_m)$ и $\sigma_{\min} = f(\sigma_m)$:

$$\Psi_\sigma = (2\sigma_{-1} - \sigma_0)/\sigma_0,$$

где σ_{\max} и σ_{\min} — наибольшее и наименьшее напряжения цикла; σ_0 — предел выносливости материала при пульсационном цикле, координаты которого на диаграмме: $\sigma_m = \sigma_0/2$; $\sigma_{\max} = \sigma_0$;

$\sigma_{\min} = 0$ (диаграмму строят по результатам испытаний гладких образцов на сопротивление усталости при асимметричных циклах).

На рис. 1 представлены диаграммы предельных напряжений [2] для стали, из которой изготавливают винты класса прочности 10.9, и для самих винтов M10 класса прочности 10.9. Из рис. 1 следует, что в то время как для гладкого образца $\Psi_\sigma > 0$ (диаграмма 1), для винтов резьбовых соединений коэффициент, характеризующий чувствительность к асимметрии цикла, $\Psi_{\sigma B} = 0$ (2).

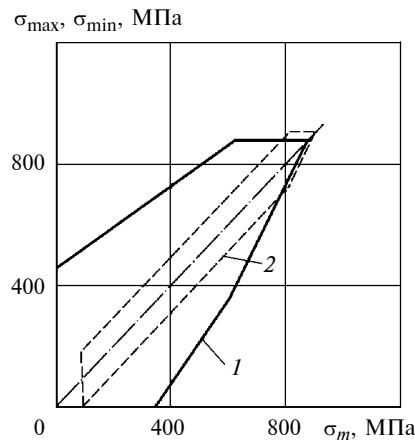


Рис. 1. Диаграммы предельных напряжений для стали, из которой изготавливают винты класса прочности 10.9 (1), и винтов M10 класса прочности 10.9 (2)

Отметим, что для большинства сталей $\Psi_\sigma = 0,1 \div 0,2$. Таким образом, диаграммы предельных напряжений для винтов затянутых резьбовых соединений, отличающихся высокой концентрацией напряжений, имеют такую же характерную особенность, как и для сварных соединений: предельная амплитуда их напряжений не зависит от среднего напряжения цикла. Это подтверждает также формула, рекомендуемая ГОСТ 25.501—82 "Методы расчета характеристик сопротивления усталости" для вычисления коэффициента $\Psi_{\sigma B}$, характеризующего чувствительность винта к асимметрии цикла:

$$\Psi_{\sigma B} = \Psi_\sigma/K_{\sigma D}. \quad (2)$$

Согласно формуле (2) при больших значениях коэффициента уменьшения предела выносливости (для резьбы винтов $K_{\sigma D} = 4 \div 10$) коэффициент $\Psi_{\sigma B}$ близок к нулю.

На рис. 2 представлены диаграммы предельных напряжений для резьбовых соединений винтами классов прочности: 6.9; 8.8; 10.9; 12.9 [2], согласно которым для резьбовой части винтов в формуле (1) следует принимать σ_{-1} из приведенной ниже табли-

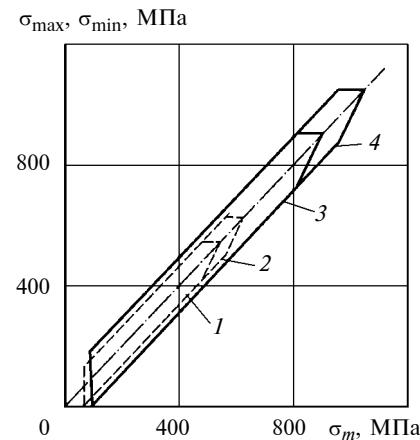


Рис. 2. Диаграммы предельных напряжений для резьбовых соединений винтами классов прочности: 6.9 (1); 8.8 (2); 10.9 (3); 12.9 (4)

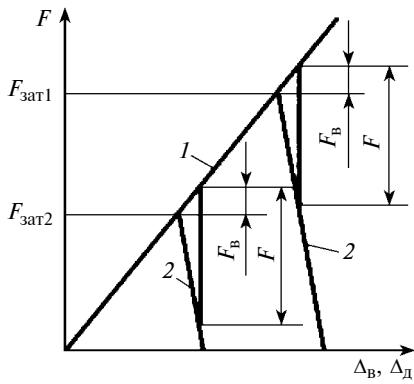


Рис. 3. Диаграмма сил в резьбовом соединении при его нагружении отрывающей силой [1]:

1 — $\Delta_B = f(F)$ — удлинение винта; 2 — $\Delta_D = f(F)$ — укорочение стягиваемых винтами деталей

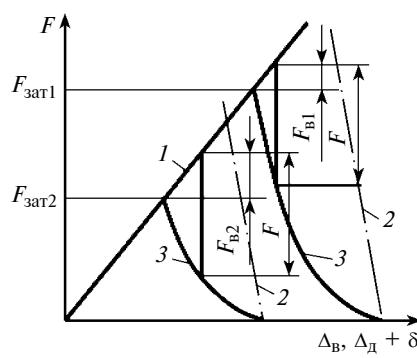


Рис. 4. Уточненная диаграмма сил в резьбовом соединении при его нагружении отрывающей силой:

1 — $\Delta_B = f(F)$; 2 — $\Delta_D = f(F)$; 3 — $\Delta_D + \delta = f(F)$; δ — сближение в контактном слое (разность ординат прямых 2 и кривых 3)

Предел выносливости σ_{-1} , МПа, при знакопеременном симметричном цикле для резьбовой части винтов

Классы прочности	Винты		
	M4÷M8	M10÷M16	M18÷M30
6.9; 8.8	60	50	40
10.9; 12.9	70	60	50

цы и $\Psi_\sigma = 0$. В этом случае формула (1) преобразуется к виду:

$$S_\sigma = \sigma_{-1}/(K_\sigma D \sigma_a) \geq 2. \quad (3)$$

В работе И. А. Биргера и Г. Б. Иосилевича [3] для повышения сопротивления усталости винтов на основании анализа результатов эксплуатации резьбовых соединений рекомендуется затягивать винты до напряжений в них $(0,6 \div 0,8)\sigma_t$, где σ_t — предел текучести материала винта. Однако с такой рекомендацией не согласуется диаграмма сил (рис. 3) в резьбовом соединении, построенная на основании использова-

ния для расчета нагрузок на винты формул, приведенных в работе [3]: согласно рис. 3 при увеличении силы затяжки винта от $F_{\text{зат}2}$ до $F_{\text{зат}1}$ и неизменной внешней отрывающей силе F , нагружающей резьбовое соединение, внешняя сила F_B , нагружающая винт, остается неизменной.

В работах [4, 5] авторов статьи показано, что поскольку на податливость стягиваемых винтами деталей влияет не только их собственная деформация, но и деформация разделяющего их контактного слоя, которая нелинейно связана с нагрузкой (рис. 4), то

при неизменной внешней отрывающей силе F с увеличением силы затяжки винтов ($F_{\text{зат}1} > F_{\text{зат}2}$) уменьшается внешняя нагрузка ($F_B1 < F_B2$), приходящаяся на винты.

Из анализа формулы (3) и рис. 4 следует, что сопротивление усталости винтов в резьбовой части будет повышаться с увеличением силы их затяжки.

Таким образом, проведенное исследование позволило теоретически обосновать необходимость применения в динамически нагруженном резьбовом соединении значительной силы затяжки винтов и расчета резьбовой части винта по формуле (3).

Отметим, что сопротивление усталости винтов в гладкой части винта вблизи выкружки под его головку рассчитывают [4, 5] по формуле (1).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Решетов Д. Н. Детали машин: Учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
2. Niemann G., Winter H., Höhn B.-R. Maschinenelemente. Bandl: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen. Berlin: Springer, 2001. 903 с.
3. Биргер И. А., Иосилевич Г. Б. Резьбовые соединения. М.: Машиностроение, 1973. 256 с.
4. Иванов А. С., Муркин С. В. Расчет и проектирование резьбовых соединений приводов. М.: Инновационное машиностроение, 2015. 108 с.
5. Иванов А. С., Муркин С. В. Расчет резьбовых соединений приводов // Вестник машиностроения. 2016. № 5. С. 3—10.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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



Новая схема осесимметричного регулирующего клапана для нефтегазового оборудования

По результатам анализа современных конструкций трубопроводных регулирующих клапанов разработана новая схема регулирования проходного сечения проточной части клапана.

Ключевые слова: трубопровод, регулирующий клапан, проточная часть, поток, гидросопротивление, коэффициент пропускной способности.

On the results of analysis of modern structures of pipeline control valves, the new control scheme of flow area of valve flow channel is developed.

Keywords: pipeline, control valve, flow channel, flow, hydroresistance, flow coefficient.

Экологическая безопасность нефтегазовой отрасли промышленности России во многом зависит от надежности технологического оборудования. Системами трубопроводного транспорта нефти и газа охвачены огромные пространства. Соответственно, количество трубопроводных устройств (арматуры, фитингов и т. п.) для управления транспортируемыми потоками исчисляется миллионами единиц. При этом эксплуатация таких устройств в ряде случаев сопровождается разного рода отказами, нарушающими функционирование более значимого и дорогостоящего оборудования и приводящими к самым тяжелым последствиям — экологическим катастрофам и гибели людей. Этим обусловлена актуальность проблемы надежности нефтегазовых трубопроводных устройств.

Потери энергии транспортируемого потока, в частности природного газа, в трубопроводной арматуре часто являются причиной отказа, поэтому энергоэффективность трубопроводных устройств необходимо оценивать помимо прочих показателей еще и их гидросопротивлением, инициирующим потери энергии потока.

К примеру, считающиеся в настоящее время самыми совершенными регулирующие клапаны осевого типа [1], используемые в системах антипомпажной защиты газоперекачивающих агрегатов на компрессорных станциях газотранспортной системы страны, также не лишены недостатков, способствующих возникновению и развитию отказа именно по указанной выше причине. Поэтому совершенствование геометрии проточной части регулирующего клапана является наиболее эффективным направлением повышения качества данных изделий, что было рассмотрено еще на конференции "Valve World 2010" в Дюссельдорфе на примере клеточного клапана с плунжером, перпендикулярным оси потока [2].

Задачей настоящей работы является вскрытие недостатков существующих конструкций трубопроводных регулирующих устройств и обоснование выполненных к данному моменту этапов разработки принципиально нового осесимметричного регулирующего клапана для нефтегазового оборудования с минимизацией гидравлического сопротивления его проточной части.

Разработка клапана новой конструкции основана прежде всего на соблюдении и критическом обсуждении корпоративных требований к подобным трубопроводным устройствам [3]. В частности, к конструкции регулирующего клапана предъявляются следующие специальные требования:

в закрытом положении регулирующий клапан должен обеспечивать герметичность затвора в соответствии с ГОСТ 23866—87;

на корпус регулирующего клапана наносится маркировка, указывающая направление движения потока газа;

конструкция проточной части клапана должна обеспечить прямолинейную, симметричную, максимально исключающую резкие изменения направления траектории потока газа (предпочтителен принцип осевого потока);

в качестве регулирующего элемента предпочтителен клапан, имеющий плунжерный затвор, перемещаемый вдоль продольной оси осевой линии клапана и разгруженный от действия дифференциального давления (перепада давлений) на клапане;

конструкция проточной части регулирующего клапана должна обеспечивать возможность установки сепараторов разных типов в зависимости от технологических условий и требований заказчика к пропускной способности, потерям давления и уровню звукового давления;

пропускная характеристика регулирующего клапана — зависимость пропускной способности от хода регулирующего элемента — в диапазоне от 10 до 90 % хода должна быть линейной (ГОСТ 12893—2005).

Понимание под "...продольной осью осевой линии клапана..." оси его проточной части, совпадающей с осью потока рабочей среды на входе в клапан, что означает предпочтение принципа осевого потока, а также четко сформулированные требования односторонности клапана, осевого плунжерного затвора в качестве регулирующего и линейности пропускной характеристики — все эти регламентирующие положения свидетельствуют о копировании технических характеристик конст-

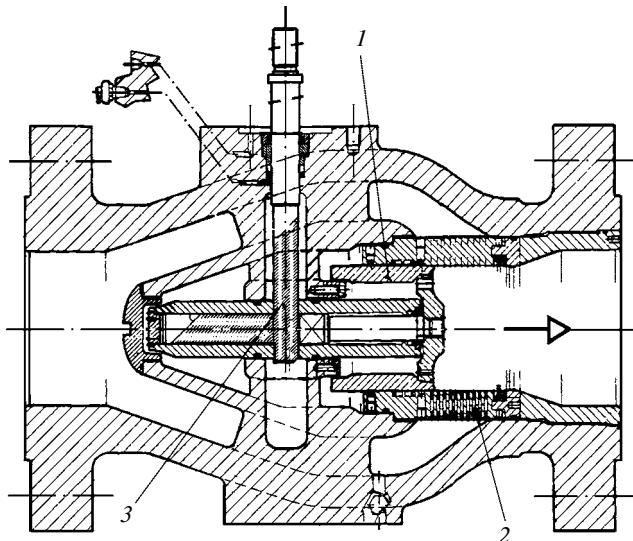


Рис. 1. Регулирующий клапан типа RZD:
1 — плунжер; 2 — сепаратор трима; 3 — косозубая реечная передача привода

рукции регулирующего клапана типа RZD [1]. Другими словами, рассмотренные отечественные корпоративные требования демонстрируют своего рода диктат западной конструкции при последующем проектировании изделий подобного назначения. Подтверждением такой ситуации, безусловно учитывая определенные преимущества (кроме стоимости) этой конструкции по сравнению с существующими регулирующими клапанами вентильно-тарельчатого типа, является достаточно широкое до настоящего времени копирование этого клапана в российском [4, 5] и зарубежном [6] арматуростроении, причем даже с некоторыми модификациями [7]. Поучительным представляется и тот факт, что обсуждаемая конструкция регулирующего клапана типа RZD известна в нашей стране еще с советских времен под названием "кольцевая задвижка" [8].

Анализируя конструктивные схемы современных осевых регулирующих устройств клеточного типа [4—6], трудно не заметить отсутствие принципиальной разницы в схеме регулирования площади проходного отверстия. Разница наблюдается лишь в приводе плунжера. Например, стоимость прецизионного косозубого реечного привода клапана [1] составляет немалую долю стоимости всего изделия. Возвращаясь к принципиальному требованию прямолинейной, симметричной, максимально исключающей резкие изменения траектории потока газа в проточной части клапана, легко обнаружить, что в уникальной (по терминологии фирмы-производителя) конструкции клеточного клапана поток при прохождении клетки дважды на 90° меняет свое направление (рис. 1). В клеточных клапанах с плунжером, перпендикулярным оси потока [2, 9], картина та же. А это явный негативный фактор

гидравлической характеристики проточной части клапана.

В газовой промышленности к требованиям к регулирующим клапанам [3] наряду с обеспечением необходимых диапазона и характера регулирования параметров потока добавляется требование обязательного перекрытия затвора с герметичностью по ГОСТ 23866—87. Такое требование возникло прежде всего из экономических соображений: считалось, что два устройства (регулирующее и запорное) дороже одного (запорно-регулирующего). В связи с этим специалисты обратили внимание на шаровые краны. В результате либо на основе, либо в совокупности с шаровым затвором и были разработаны разнообразные запорно-регулирующие устройства иностранных компаний (FlexStream, Belimo, Borzig, Ball-Trol Rotary Control Valve, Hogfors, Flowserve Atomac, NELES OY, MOGAS, Samson, Cera System и др.), а также российских производителей [10, 11]. Однако регулирование потока шаровым затвором сопровождается таким же, как в клеточных клапанах (см. рис. 1), изменением направления потока [12].

С учетом значимости ряда требований к регулирующим клапанам для газовой промышленности автором были предложены новая схема перекрытия проходного отверстия (причем первоначально, конечно же, на базе шарового крана) и запорно-регулирующий клапан [13]. В проходном отверстии шаровой пробки (рис. 2) размещены восемь равномерно расположенных по окружности проходного отверстия элементов дросселирования, имеющих в сечении, перпендикулярном оси проходного отверстия, форму равнобедренного прямоугольного треугольника с вершиной, обращенной к оси проходного отверстия. Четыре элемента дросселирования (ЭД) неподвижны, а другие четыре размещены между ними с возможностью перемещения в направлении оси проходного отверстия; величина их перемещения равна катету треугольника непод-

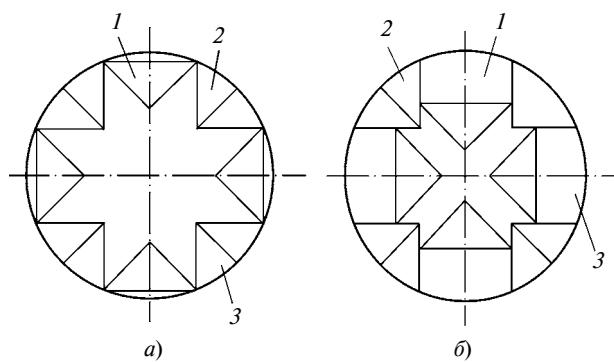


Рис. 2. Схема зубчатой конфигурации поперечного сечения проходного отверстия регулирующего клапана "ИГР" в открытом (а) и полуоткрытом (б) положениях:

1 — подвижный ЭД; 2 — неподвижный ЭД; 3 — проходное отверстие шаровой пробки

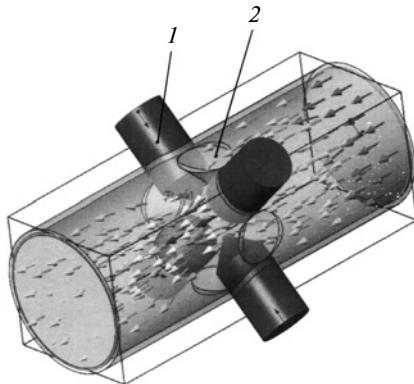


Рис. 3. Компьютерная визуализация потока в полуоткрытой проточной части клапана "ИГР"

вижного элемента дросселирования. Такая схема регулирования не связана с направлением движения потока, т. е. устраняет известный недостаток регулирующих клапанов — односторонность.

Предложенная зубчатая конфигурация проходного отверстия клапана обеспечивает наиболее прямолинейную симметричную траекторию потока. Это преимущество достаточно убедительно выглядит и на модельной схеме проточной части клапана "ИГР" (рис. 3), выполненной с помощью приложения Flow Simulation программы SolidWorks, причем для пробной, не самой эффективной обтекаемости формы зубцов в виде конусов.

Площадь сечения проходного отверстия клапана в открытом положении не превышает 50 % площади проходного сечения трубопровода, т. е. удовлетворяет известному условию обеспечения регулируемости трубопроводной системы: "...сечение проходного отверстия должно быть менее 0,7 диаметра трубопровода..." [8]. Анализ зубчатой конфигурации при разработке проточной части клапана показал, что при восьми одинаковых зубцах в положении **ОТКРЫТО** цилиндрического проходного отверстия отношение площади этих зубцов к площади этого же проходного отверстия без зубцов не зависит от диаметра проходного отверстия. Таким образом, данная схема и условие регулирования реализуются для любого условного прохода D_y клапана. Ход подвижного зубца до положения **ЗАКРЫТО** равен катету сечения неподвижного зубца.

Рассмотрение вариантов несимметричной, равно как и симметричной разновысотной (подвижных и неподвижных зубцов), геометрии поперечного сечения восьмизубцовой конфигурации проходного регулируемого отверстия клапана показало, что вышеупомянутая (см. рис. 2) конфигурация является оптимальной по критерию осесимметричности потока и условию регулируемости трубопроводной системы. Шестизубцовая конфигурация даже при симметричном исполнении зубцов не

удовлетворяет условию регулируемости. Конфигурация, образованная более чем восемью зубцами, конструктивно невыполнима.

Кроме того, зубцы, имеющие в направлении оси проходного отверстия (т. е. траектории движения потока) хорошо обтекаемую форму, выполняют функцию, аналогичную известным в аэродинамике спрямляющим сеткам и решеткам. Последние положительно влияют на коэффициент ξ гидравлического сопротивления проточной части устройства. А одним из основных функциональных параметров регулирующего клапана является коэффициент пропускной способности [8]

$$K_v \text{ (или } C_v) = f(1/\xi^{0,5}),$$

для улучшения которого требуется всемерное снижение гидросопротивления проточной части клапана, которое и достигается с помощью предложенной конструкции проточной части клапана "ИГР". Зависимость K_v от хода h регулирующего элемента (в диапазоне 10÷90 % его полного значения) согласно требованиям ОАО "Газпром" [3] должна быть линейной. А поскольку коэффициент K_v прямо связан с площадью F проходного сечения клапана, сравнительный анализ расходных характеристик российских запорно-регулирующих клапанов типа КРЭ (регулируемый кольцевой проход), типа ШР (регулируемый шиберный проход) и разрабатываемого клапана "ИГР" можно провести, используя косвенную зависимость

$$F = f(h). \quad (1)$$

Зависимость (1) для клапана КРЭ (ход втулки относительно обтекаемого конуса из положения **ЗАКРЫТО**) примет вид:

$$F = \pi h \sin(\alpha/2) [D - (h \sin \alpha)/2], \quad (2)$$

где α — угол обтекаемого конуса проточной части; D — диаметр проходного отверстия регулирующей втулки.

Для клапана ШР (ход регулирующего элемента перпендикулярно оси потока из положения **ОТКРЫТО**) получим:

$$F = 0,5 D^2 [\arccos(h/D) - (h/D)(1 - h^2/D^2)^{0,5}], \quad (3)$$

где D — диаметр проходного отверстия проточной части.

Для клапана "ИГР" (ход подвижных дросселирующих элементов из положения **ОТКРЫТО**) имеем:

$$F = 0,4 D(D - 4h), \quad (4)$$

где D — диаметр условного прохода клапана.

Сравнение зависимостей (1)–(4) однозначно свидетельствует о линейности связи площади F (или коэффициента K_v) с ходом h у затвора клапана "ИГР", что полностью соответствует требованиям ООО "Газпром".

Шариковый привод подвижных элементов дросселирования и привод шарового затвора, объединенные механизмом согласования движений в первоначальном варианте запорно-регулирующего клапана [13], представляли собой довольно сложную, а значит, дорогостоящую конструкцию. По-

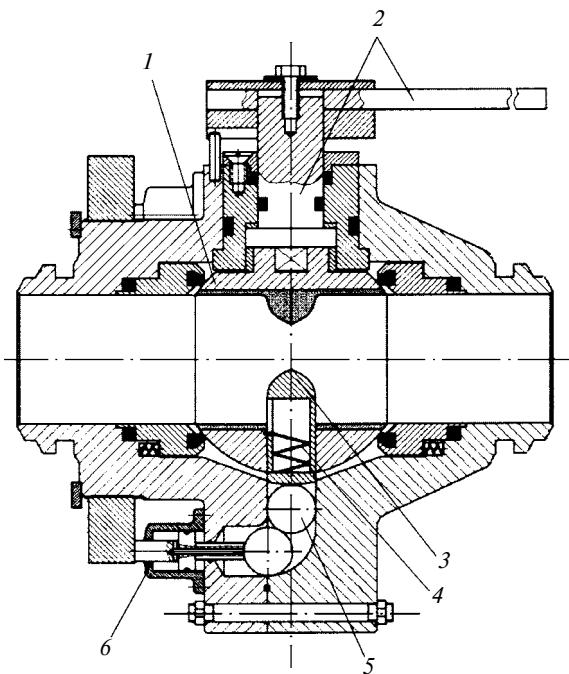


Рис. 4. Конструктивная схема бифункционального клапана "ИГР":

1 — шаровая пробка; 2 — привод шарового затвора; 3 — подвижный ЭД; 4 — пружина; 5 — шариковый привод ЭД; 6 — уравновешивающая камера

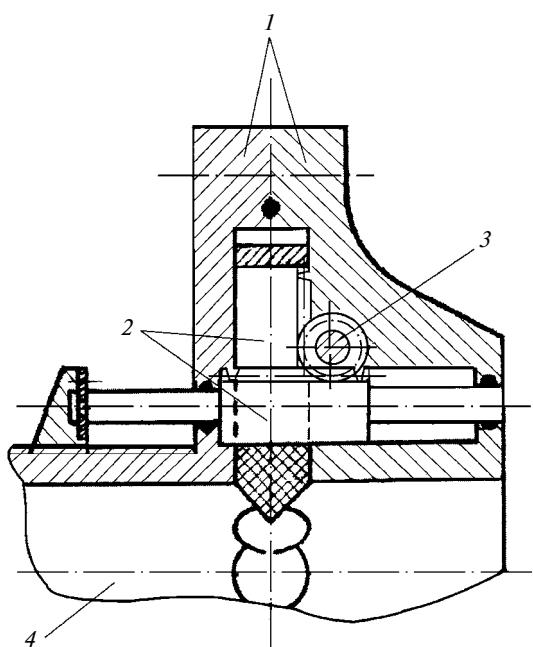


Рис. 5. Конструктивная схема регулирующего клапана "ИГР":

1 — корпус; 2 — прямозубые рейки; 3 — удлиненная шестерня; 4 — проходное отверстие

следующее техническое решение [14] было направлено на разделение указанных приводов с их блокированием в крайних положениях (рис. 4). Шариковый привод уравновешенных подвижных ЭД выполнен таким образом, что в положении ЗАКРЫТО подвижные ЭД цепь шариков имеет возможность размыкаться, позволяя приводу шарового затвора привести шаровую пробку в положение ЗАКРЫТО. В этом положении подвижные ЭД блокированы, т. е. не имеют возможности перемещаться. При повороте шаровой пробки в положение ОТКРЫТО шариковые цепи привода подвижных ЭД замыкаются и под действием усилия пружины перемещаются, изменяя тем самым площадь проходного сечения клапана и препятствуя повороту шаровой пробки.

Однако такое техническое решение не упростило конструкцию клапана, а поставило вопрос о целесообразности совмещения в одном изделии регулирующей и запорной функций, ведь экономические соображения по этому вопросу не выдерживают критики в связи с высокой стоимостью современных нефтегазовых запорно-регулирующих клапанов. Кроме того, если в конструкциях запорных трубопроводных устройств эффект регулирования (пусть кратковременный) неизбежен, а в загрязненных потоках еще и негативен, то в запорно-регулирующей конструкции эта функция предусмотрена служебным назначением изделия. При этом обтекаемыми в самых современных конструкциях осесимметричных регулирующих устройств являются как регулирующие, так и запорные элементы. Следовательно, одновременно с изнашиванием регулирующих органов утрачивается и запорная функция изделия.

Это заключение привело к следующему: была улучшена герметичность контактирующих между собой поверхностей ЭД в процессе регулирования [15] и затем разработан только регулирующий клапан "ИГР" [16] с простейшей схемой конструкции привода ЭД (рис. 5). Привод каждого подвижного ЭД состоит из двух взаимно перпендикулярных прямозубых реек, размещенных в корпусе параллельно и перпендикулярно оси проходного отверстия клапана и соединенных друг с другом через удлиненную шестерню, также размещенную в корпусе. Перемещение реек, расположенных параллельно оси проходного отверстия клапана, приводит в движение подвижные ЭД, выполняющие требуемую функцию регулирования.

В загрязненных средах такой клапан следует использовать обязательно в паре с запорной трубопроводной арматурой (краном или задвижкой). А учитывая имеющийся опыт применения керамических материалов в нефтегазовых трубопроводных устройствах [17], зубцы обтекаемой формы целесообразно выполнять из технической керамики.

С. С. ШАДРИН, канд. техн. наук, А. М. ИВАНОВ, д-р техн. наук, К. Е. КАРПУХИН, канд. техн. наук (Московский автомобильно-дорожный ГТУ — МАДИ), e-mail: shadrin@madi.ru

Использование данных бортовых мультиплексных сетей автотранспортных средств при дорожных испытаниях, разработке ИТС и автоматизации управления движением

Рассмотрена возможность использования данных бортовых мультиплексных сетей транспортных средств при решении исследовательских задач, проведении дорожных испытаний, разработке устройств интеллектуальных транспортных систем (ИТС), а также систем управления движением автономных транспортных средств.

Ключевые слова: автотранспортное средство, шина CAN, точность измерений, ИТС, автономное транспортное средство.

The possibility of data application from board multiplex networks of transport systems at solving of research problems, carrying out of driving tests, development of intelligent transport systems (ITS), and also motion control systems of autonomous vehicles, is considered.

Keywords: vehicle, CAN tire, accuracy of measurement, ITS, autonomous vehicle.

Современные транспортные средства категорий М и N [1] оборудуются бортовыми шинами передачи данных, самая распространенная из ко-

торых — шина CAN [2]. Для транспортных средств категорий N1, N2, N3, M3 и Т применяется единый формат кодировок параметров, передаваемых пошине CAN, регламентированный стандартом SAE J1939—71 [3]. Для европейских производителей грузовой техники разработан унифицированный протокол передачи данных (стандарт FMS [4]) и установлен единый разъем для подключения цифровых тахографов, который также можно использовать и для работы внешнего электронного оборудования. Ситуация с транспортными средствами категорий М1 и М2 иная. Основная проблема при работе с шиной CAN современных легковых автомобилей и микроавтобусов (категории М1 и М2) заключается в том, что базы данных декодирования CAN сообщений у всех автопроизводителей индивидуальные и, более того, они отличаются даже для разных моделей автомобилей одного и того же автопроизводителя и относятся к строго охраняемой конфиденциальной информации [2]. Автопроиз-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 21)

Таким образом, изложенные принципиальные технические решения нового регулирующего клапана "ИГР" уже на данном уровне имеют существенные преимущества прежде всего в плане энергоэффективности по сравнению с применяемым оборудованием производственных объектов ПАО "Газпром". Безусловно, для реализации данного конкурентоспособного проекта требуется провести исследовательские и конструкторско-технологические мероприятия по функциональной и стоимостной оптимизации изделия. Это позволит активизировать процесс импортозамещения оборудования в нефтегазовой отрасли промышленности России с наибольшим экономическим эффектом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. www.mokveld.com
2. **Asher Glaun Р. Е.** Индуцированная потоком среды вибрация в регулирующей арматуре // Арматуростроение. 2011. № 5(74). С. 20—22.
3. **СТО Газпром 2-4.1-212—2008.** Общие технические требования к трубопроводной арматуре, поставляемой на объекты ОАО "Газпром". М.: ОАО "Газпром", 2008. С. 23, 24.
4. <http://www.gk-roost.ru/>
5. www.anod.ru
6. <http://www.genoyer.com>
7. **ТУ 3742-039-00158824-2004:** Клапан регулирующий электроприводной типа КРЭ: Рекламный материал ООО "Саратовгазприборавтоматика". Саратов: ООО "Саратовгазприборавтоматика", 2004, 2 с.
8. **Гуревич Д. Ф.** Конструирование и расчет трубопроводной арматуры. Л.: Машиностроение, 1968. 888 с.
9. www.vectorvalves.ru
10. <http://www.korvet-jsc.ru>
11. **Мороз В. В.** Квадрига Аполлона // Арматуростроение. 2015. № 5(98). С. 48—55.
12. **Левицкий М. П., Левицкий С. П., Шевчук С. А.** Основные направления работ по улучшению регулирующей арматуры // Трубопроводная арматура и оборудование. 2008. № 6. С. 126—130.
13. **Пат. 2382924 Рос. Федерация.** Запорно-регулирующий клапан.
14. **Пат. 2453752 Рос. Федерация.** Клапан "ИГР".
15. **Пат. 2493462 Рос. Федерация.** Бифункциональный клапан "ИГР".
16. **Пат. 2537081 Рос. Федерация.** Регулирующий клапан "ИГР".
17. **Карелин И.** Техническая керамика в нефтегазовых трубопроводных устройствах. Опыт применения в России. Saarbrücken (Germany): Palmarium Academic Publishing, 2012. 284 с.

водители объясняют данное обстоятельство дополнительной степенью защиты рассматриваемых автомобилей от угонов. Тем не менее в МАДИ разработана методика декодирования данных, передаваемых по CAN-шинам транспортных и технологических машин, что делает задачу глубокой интеграции внешнего оборудования в бортовую электронику любого автомобиля вполне достижимой.

Так как современные автотранспортные средства с большим числом электронных систем в заводской комплектации оснащены множеством измерительных устройств (датчиков), оцифрованные данные с которых присутствуют в бортовых коммуникационных сетях, то рассматриваемые данные можно использовать, например, при решении исследовательских задач, при проведении сертификационных испытаний, в задачах ИТС при обеспечении межобъектного взаимодействия V2V и V2I [5], а также при создании автономных транспортных средств [6–10] разной степени автоматизации [11, 12], что, как минимум, должно упростить и удешевить решение упомянутых задач.

К примеру, с бортовой шиной CAN современного легкового автомобиля, оснащенного системой курсовой устойчивости, априори можно получать следующие данные: приведенную скорость движения автомобиля; линейные скорости колес; боковое и продольное ускорения центра масс; скорость рыскания; угол и скорость поворота рулевого колеса; положение педалей "газ" и "тормоз"; частоту вращения вала ДВС и др. Причем частоты дискретизации данных с шины HS CAN — индивидуальны и варьируются, однако в среднем составляют от 10 до 200 Гц, т. е. сопоставимы с характеристиками профессиональных комплексов измерительно-го оборудования динамики движения автотранспортных средств. При этом дополнительная нагрузка на бортовую шину CAN не создается, нужны только база декодирования [2] и сведения о том, с какой точностью измеряются параметры штатными датчиками автомобиля и достаточно ли данной точности для выполняемых задач.

Сопоставление данных бортовой сети HS CAN и внешнего измерительного комплекса

Для оценки точности данных, получаемых с бортовых сетей HS CAN, были исследованы два современных автомобиля: Nissan X-Trail III выпуска 2014 г. и Chevrolet Orlando выпуска 2012 г., оснащенные системами курсовой устойчивости. Дорожные испытания проводили на спецдорогах Дмитровского автополигона (ФГУП "НАМИ"), на экспериментальном автополигоне МАДИ и дорогах общего пользования.

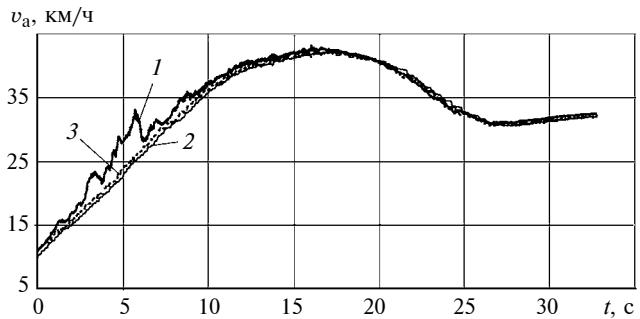


Рис. 1. Изменения во времени t скорости v_a автомобиля Nissan X-Trail III при испытаниях на автополигоне по данным с бортовой шины HS CAN (1) и датчиков GPS/ГЛОНАСС (2 и 3)

При проведении дорожных испытаний использовалось следующее измерительное оборудование МАДИ [13]:

внешний датчик WPT (Kistler) скорости колеса;
измерительная система сбора и обработки данных CS 1016 FAMOS Online (IMC);
блок распределения питания Small 12V Power Distributor Box (Kistler);
датчик ускорений и угловых скоростей Tri-Axial Navigational Sensor (Kistler);
измерительное рулевое колесо MSW/S Measurement Steering Wheel (Kistler);
модуль сбора данных CDS-GPS CLOGMA (CorrsysDatron/Kistler).

Точность данных, получаемых с бортовой шиной HS CAN, оценивали, сопоставляя параметры движения автомобиля, полученные с помощью бортовой сети, с данными внешнего измерительного комплекса (IMC + Kistler), а также с результатами статистического анализа функций ошибок.

На рис. 1 приведены зависимости изменения во времени t скорости v_a автомобиля Nissan X-Trail III, построенные по данным с бортовой высокоскоростной шиной HS CAN (кривая 1), а также двух навигационных датчиков GPS/ГЛОНАСС, расположенных по середине передней (кривая 2) и задней (кривая 3) осей автомобиля. При заезде сначала осуществляли прямолинейный разгон автомобиля на льду, а затем имело место синусоидальное воздействие на рулевое колесо рулевым роботом. Далее данные ускорений, угловых скоростей и скоростей вращения колес будем сравнивать с данными этого заезда.

Отметим, что при разгоне на льду (особенно первые 10 с) данные о скорости автомобиля с бортовой сетью (кривая 1) принципиально отличаются от данных внешнего измерительного комплекса IMC/Kistler (кривые 2 и 3 соответственно по данным датчиков на передней и задней осях автомобиля). Это объясняется несовершенством алго-

ритма расчета скорости автомобиля бортовыми системами для разгона на льду, когда буксовали передние колеса (рис. 2, кривые 2 — левое и 3 — правое колеса). На остальном участке движения точность определения скорости штатными бортовыми системами автомобиля соизмерима с точностью навигационных приемников, работавших в условиях стабильного, качественного приема спутниковых данных, так как испытания проводились на открытом участке спецдорог Дмитровского автополигона.

Сравним значения скорости заднего правого колеса, полученные с бортовой шины HS CAN (см. рис. 2, кривая 5), с показаниями выносного датчика WPT внешнего измерительного комплекса IMC/Kistler (кривая 1). Оценим точность получаемых с бортовой сети автомобиля данных на основании статистического анализа функций ошибок, представляющих собой функции разностей данных внешнего измерительного комплекса, считаемых эталонными, и данных с бортовой сети. Математическое ожидание функции абсолютной погрешности скорости $v_{k.z.p}$ составило 0,00031226 км/ч (простая выборочная дисперсия 0,14929). Математическое ожидание функции относительной погрешности составило 0,00021915 %. Относительная погрешность измерения скорости $v_{k.z.p}$ штатной бортовой системой автомобиля не превышает погрешности внешнего выносного датчика WPT измерительного комплекса IMC/Kistler (об этом свидетельствуют малые значения дисперсии абсолютной погрешности и математического ожидания относительной погрешности функций ошибок).

На рис. 3 показаны результаты приема навигационных данных в условиях плотной застройки мегаполиса (г. Москва) на автомобиле Chevrolet Orlando 2012 MY датчиками GPS/ГЛОНАСС на передней (кривая 1) и задней (кривая 2) осях и данных с бортовой шины HS (кривая 3).

Таким образом, при проведении испытаний, разработке ИТС и создании автономных транспортных средств допустимость использования данных о скорости движения автомобиля с бортовой шиной HS CAN обусловлена совершенством используемых штатной электроникой алгоритмов. В последних поколениях современных легковых автомобилей (Jaguar XE, Discovery Sport и др.) в сети HS CAN уже установлен индикатор достоверности расчетной скорости движения, принимающий значения "точно/неточно". Также отметим, что навигационные данные дают объективную картину только в условиях стабильного и качественного приема спутниковых сигналов. Поэтому оптимально — применение блоков гибридной навигации.

На рис. 4, а приведены зависимости изменения во времени t угловой скорости ω_z рыскания авто-

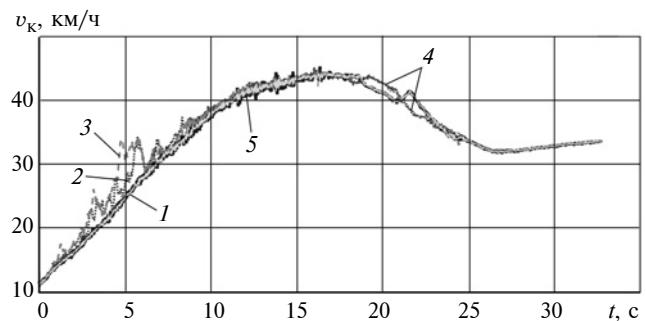


Рис. 2. Изменения во времени t скорости заднего правого колеса по данным датчика WPT (1) и данным с бортовой шины HS CAN скоростей левых и правых колес передних (2 и 3) и задних (4 и 5)

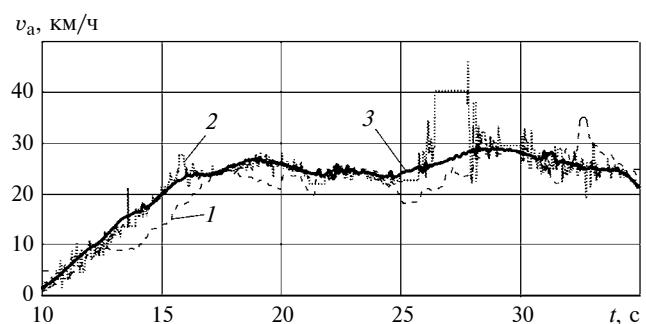


Рис. 3. Изменения во времени t скорости v_a автомобиля в условиях мегаполиса по данным датчиков GPS/ГЛОНАСС на передней (1) и задней (2) осях и с бортовой шины HS CAN (3)

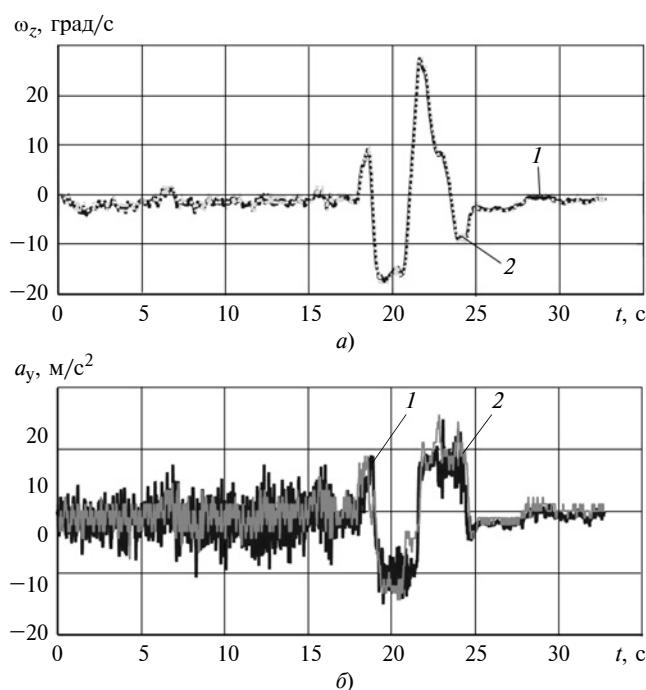


Рис. 4. Изменения во времени t угловой скорости ω_z рыскания (а) и бокового ускорения a_y (б) автомобиля Nissan X-Trail по данным датчика TANS (1) и с бортовой шины HS CAN (2)

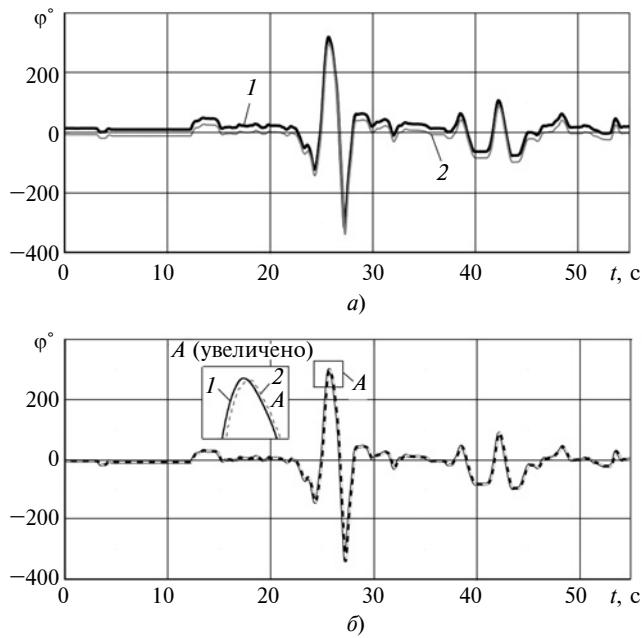


Рис. 5. Изменения во времени t угла φ рулевого колеса автомобиля по данным, полученным с помощью измерительного руля (1) и с бортовой шиной HS CAN (2) (а), и уточненное совмещение кривых 1 и 2 (б)

мобиля Nissan X-Trail при движении по льду, полученные по данным с бортовой шиной HS CAN (кривая 2) и датчика TANS внешнего измерительного комплекса IMC/Kistler (кривая 1).

Математическое ожидание функции абсолютной погрешности угловой скорости рыскания ω_z составило $-0,093353$ град/с (простая выборочная дисперсия 0,60329). Математическое ожидание функции относительной погрешности составило 0,20358 %. Таким образом, относительная погрешность измерения угловой скорости рыскания штатной бортовой системой автомобиля не превышает погрешности внешнего датчика TANS измерительного комплекса IMC/Kistler (производителем заявлена погрешность в 10 %).

При тех же условиях испытаний сравним значения бокового ускорения a_y центра масс автомобиля (рис. 4, б, кривая 2), полученные с бортовой шиной HS CAN, со значениями (кривая 1) датчика TANS внешнего измерительного комплекса IMC/Kistler (приведены неотфильтрованные сигналы).

Математическое ожидание функции абсолютной погрешности бокового ускорения составило $-0,1598$ (простая выборочная дисперсия 0,30933). Математическое ожидание функции относительной погрешности составило 0,70515 %. Относительная погрешность измерения бокового ускорения штатной бортовой системой автомобиля не превышает погрешности внешнего датчика TANS

измерительного комплекса IMC/Kistler (производителем заявлена погрешность в 1 %).

Сравним значения угла φ поворота рулевого колеса автомобиля, полученные с бортовой шиной HS CAN, с его значениями, полученными с внешнего измерительного рулевого колеса MSW/S комплекса IMC/Kistler, при выполнении маневра "пестревака" на льду (рис. 5, а).

Отметим важную особенность установки любого внешнего измерительного рулевого колеса (в частности, MSW/S Kistler), заключающуюся в необходимости неподвижного закрепления одного из вращающихся дисков. Принцип работы измерительного устройства заключается в том, что один диск вращается вместе со штатным рулевым колесом под действием усилий водителя, в то время как второй диск неподвижен относительно кузова автомобиля. Так определяется угол поворота руля. На объекте исследований описанное крепление было реализовано поперечной системой рычагов через вакуумную присоску к лобовому стеклу. Есть конструкции измерительных рулевых колес с креплениями в виде тросовых растяжек.

Из вышеизложенного следуют два принципиальных момента, объясняющих ухудшение точности измерений внешним комплексом: 1) технически сложно "выставить в ноль" внешний измерительный руль; 2) при испытаниях технически сложно обеспечить неподвижность одного из измерительных дисков (ввиду вытягивания тросиков, податливости шарниров систем рычагов, вибраций и т. п.). Штатная система измерения угла поворота рулевого колеса не имеет этих недостатков, что обусловлено особенностями крепления датчика.

На рис. 5, а отчетливо видно несовпадение нулевых положений рулевого колеса из-за смещения неподвижного диска измерительного руля MSW/S Kistler на $21,17^\circ$ относительно истинного нулевого значения. На рис. 5, б показано смещенное на указанную величину положение кривой 1 (данные с измерительного руля).

Математическое ожидание функции абсолютной погрешности угла поворота рулевого колеса составило $0,10358^\circ$ (простая выборочная дисперсия 16,584). Математическое ожидание функции относительной погрешности составило 0,075337 %. Относительно высокое значение дисперсии объясняется задержкой в процессе передачи данных от штатного датчика положения руля до измерительного комплекса, оцененное в 0,05 с (датчик—ЭБУ—CAN_автомобиля—CAN_IMC—запись).

Из проведенного анализа следует, что точность измерения угла поворота рулевого колеса штатной бортовой системой автомобиля существенно выше

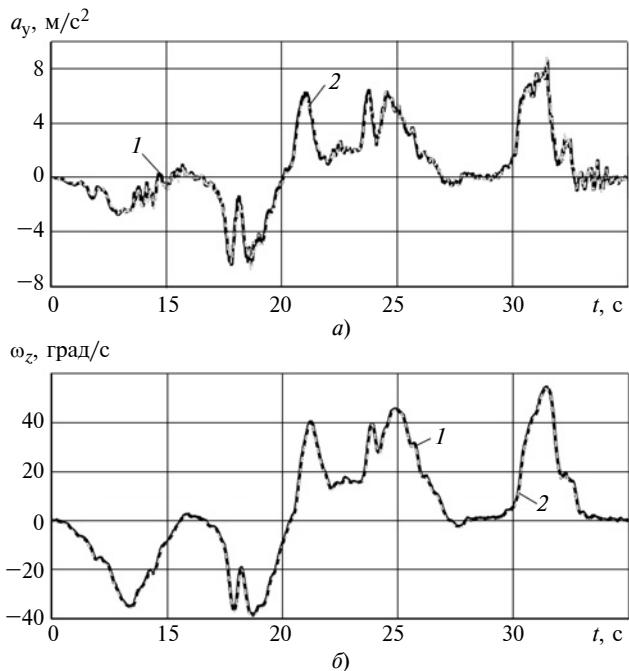


Рис. 6. Зависимости ускорения a_y (а) и угловой скорости ω_z (б) в текущем времени по данным измерительного комплекса IMC/Kistler (1) и с бортовой шиной (2)

точности внешнего измерительного рулевого колеса MSW/S комплекса IMC/Kistler.

На рис. 6, а и б приведены зависимости от времени t бокового ускорения a_y центра масс автомобиля и угловой скорости ω_z рыскания, построенные по данным с бортовой шины HS CAN (кривые 2) и внешнего измерительного комплекса IMC+Kistler (кривые 1) для автомобиля Chevrolet Orlando выпуска 2012 г.

Результаты исследования

Относительная погрешность показаний бортовых средств измерения рассмотренных объектов испытаний составила при определении: угла поворота рулевого колеса — 1 %; бокового и продольного ускорений центра масс автомобиля — 1 %; приведенной скорости движения в зависимости от совершенства алгоритмов расчета; угловой скорости рыскания — 10 %. По приведенным показателям рассмотренные бортовые средства измерения не уступают современным внешним измерительным комплексам, которые используются при сертификационных испытаниях автотранспортных средств.

Таким образом, в результате исследований обоснована возможность использования данных, получаемых с бортовых мультиплексных сетей современных транспортных средств при решении ис-

следовательских задач, проведении дорожных испытаний, разработке устройств интеллектуальных транспортных систем, а также систем управления движением автономных транспортных средств.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. ГОСТ Р 52051—2003. Механические транспортные средства и прицепы. Классификация и определения. М.: Стандартинформ, 2006. 15 с.
2. Шадрин С. С., Иванов А. М. Возможности использования бортовых сетей передачи данных автотранспортных средств в задачах интеллектуальных транспортных систем // Автотранспортное предприятие. 2014. № 5. С. 43—46.
3. SAE Standard J1939-71. Surface vehicle recommended practice. Vehicle application layer. 2006. V. 6. 686 p.
4. FMS-Standard Working Group. FMS-Standard. Interface description. Vers. 02.00, 11.11.2010.
5. Иванов А. М., Шадрин С. С. Обоснование выбора ключевых технологий функционирования системы межобъектного взаимодействия интеллектуальных транспортных средств при движении по скоростным автомагистралям // Вестник МАДИ. 2013. Вып. 1(32). С. 7—13.
6. Tendency of creation of "driverless" vehicles abroad / A. M. Saikin, S. V. Bakmutov, A. S. Terenchenko at al. // Biosciences biotechnology research Asia. V. 11 (Spl. Edn.). 2014. P. 241—246.
7. Шадрин С. С., Иванов А. М., Невзоров Д. В. Автомобильное колесное транспортное средство в составе интеллектуальных транспортных систем // Естественные и технические науки. 2015. Вып. 6(84). С. 309—311.
8. Сайкин А. М., Ендачев Д. В. "Беспилотные" АТС — на подступах к реализации // Автомобильная промышленность. 2013. № 3. С. 35—38.
9. Системы управления "беспилотных" АТС / М. В. Нагайцев, А. М. Сайкин, И. А. Плиев, Д. В. Ендачев // Автомобильная промышленность. 2013. № 10. С. 7—9.
10. Иванов А. М., Шадрин С. С., Карпухин К. Е. Интеллектуальное транспортное средство. Адаптация подсистемы определения взаимного положения движущихся транспортных средств // Известия МГТУ "МАМИ". 2013. № 2(16). Т. 1. С. 57—62.
11. SAE J3016. Taxonomy and Definitions for Terms Related to On-Road Motor Vehicle Automated Driving Systems. SAE. 2014. 12 p.
12. Шадрин С. С., Иванов А. М. Аналитический обзор стандарта SAE J3016 "Системы автоматизированного управления движением АТС. Классификация, термины и определения" // Естественные и технические науки. 2015. Вып. 6(84). С. 305—308.
13. Измерительный комплекс для определения эффективности действия электронных систем контроля устойчивости автомобилей / С. Р. Кристальный, М. А. Топорков, В. А. Фомичев, Н. В. Попов // Автотранспортное предприятие. 2015. № 6. С. 37—41.

В. М. ГУРЕЕВ, д-р техн. наук, Р. Р. САЛАХОВ, Д. Р. ЯМАЛОВ, А. Н. МАКАРОВ, И. Р. САЛАХОВ
(Казанский национальный исследовательский технический университет им. А. Н. Туполева),
e-mail: nokiden91@gmail.com

Разработка конструкции и исследование характеристик когенерационной установки на базе газопоршневого двигателя КамАЗ¹

Представлены обоснование выбора газопоршневых двигателей (ГПД) в качестве привода мини-ТЭЦ и решение когенерационной установки на базе ГПД КамАЗ 820.20-200. Разработаны методики расчета и численного моделирования узлов и агрегатов установки.

Ключевые слова: мини-ТЭЦ, двигатель внутреннего сгорания, когенерация, газопоршневой двигатель, тригенерация, утилизация теплоты, теплообменный аппарат.

The substantiation of selection of gas reciprocating engines (GRE) as a drive of mini-CHP and the solution for co-generation installation on the base of KamAZ 820.20-200 GRE are presented. The methodics of analysis and numerical modeling of units and aggregates of the installation are developed.

Keywords: mini-CHP, internal combustion engine, co-generation, gas reciprocating engine, trigeneration, heat utilization, heat-exchange apparatus.

Значительная часть территории России не охвачена централизованными электро- и теплоснабжениями, поэтому значительная часть потребителей страны заинтересована в развитии малой энергетики.

Температуры рабочих процессов, реализуемых в ДВС, достаточные для использования их для теплоснабжения потребителей. Коэффициент использования теплоты (КИТ) теплоэлектростанций может достигать 90 %, а механический КПД ДВС составляет 30÷38 %. Для повышения эффективности использования топлива в энергоустановках применяют систему утилизации теплоты (СУТ), которая утилизирует теплоту отработавших газов, охлаждающей жидкости и моторного масла. Использование теплоты отработавших газов в большинстве случаев ограничивается необходимостью поддержания их температуры выше точки росы. Поэтому теоретически КИТ установки не превышает 86 %. Это подтверждают реальные параметры существующих когенерационных установок на базе ДВС. Так, КИТ мини-ТЭЦ на базе двигателя ЯМЗ-8401 мощностью 315 кВт составляет 80 %, а на базе двигателя Cummins QSK 19 G (аналогичной мощностью) — 77 % [1].

¹ Работа выполнялась при поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках договора № 02.G25.31.0004 от 12.02.13 г.

Расширение газификации и доступность природного газа обусловливают возможность увеличения использования приводов электрогенераторов, работающих на природном газе [2].

Рассмотрим достоинства газопоршневых агрегатов:

работа на разных видах топлива: природном газе (сжиженный, сжатый, магистральный), промышленном газе (коксовый, биогаз, шахтный), пропан-бутановых смесях и попутном газе, что значительно дешевле жидкого топлива;

быстрая окупаемость;

низкая себестоимость вырабатываемой электроэнергии;

выбросы окислов азота незначительны; их можно устраниить использованием богатой смеси в ДВС и последующим дожиганием продуктов сгорания в котле;

более высокий ресурс по сравнению с газотурбинными установками (для крупных агрегатов 150÷200 тыс. ч);

низкие эксплуатационные расходы;

возможность и простота перехода с одного вида топлива на другой.

Так как газопоршневые энергоустановки (ГПЭУ), как правило, являются стационарным исполнением серийных ДВС выпускаемых транспортных средств, они отличаются низкой себестоимостью, а также гарантированы обеспечение запасными частями и низкие затраты на техническое обслуживание и обучение персонала [3].

Газопоршневые электростанции (ГПЭС) ведущих производителей представлены в табл. 1. ГПЭУ зарубежных производителей отличаются высокой надежностью, безотказной работой и удобством в эксплуатации, что обеспечивает им устойчивое место на российском рынке электроагрегатов. Отечественные двигатели имеют свои преимущества: низкие цены и эксплуатационные затраты, высокую ремонтопригодность. На сегодняшний день в ОАО "КамАЗ" разработан и успешно реализуется ряд ГПЭС.

В НИИ "Энергоэффективных технологий" совместно с Казанским национальным исследовательским техническим университетом разработана когенерационная энергетическая установка (КЭУ) на базе электростанции АП100С-Т400-1Р (производство ОАО "КамАЗ") и парокомпрессионный тел-

Таблица 1

Модель	<i>N</i> , кВт	Модель	<i>N</i> , кВт
Caterpillar			
G3306	64	G3516B	1085÷1145
G3406	103÷160	G3516A	1100
G3412	163÷280	G3516C	1555÷1600
G3412C	360	G3516E CHP	1600
G3508	480÷510	G3608	1713÷1824
G3512	725÷770	G3520C	1950÷1966
G3516	975÷1030	G3520C CHP	2000
G3512E	1000	G3520E CHP	2000÷2222
G3512E	1200	G3612	2498÷2900
Cummins			
C315N5C	315	C1540N5C	1540
C1160N5C	1160	C1750N5C	1750
C1400N5C	1400	C2000N5C	2000
GE Jenbacher			
Модельный ряд 2	312÷330	Модельный ряд 3	526÷1064
Модельный ряд 6	1820÷4034	Модельный ряд 4	1416
WÄRTSILÄ			
9L34SG	4343	20V34SG	9730
16V34SG	7744	18V50SG	18 321

пловой насос НТ-110. КЭУ АП100С-Т400-1Р представляет собой НПЭУ с базовым двигателем КамАЗ 820.20-200, используемый в качестве автономного источника трехфазного тока, обеспечивающего напряжение 400 В с частотой 50 Гц. КЭУ может работать в разных климатических зонах.

Техническая характеристика ГПЭС АП100С-Т-400-1Р

Базовый двигатель	КамАЗ 820.20-200
Топливо	Природный газ
Генератор	ГС-100, Leroy Somer
Номинальная мощность, кВт	100
Номинальное напряжение, В	400
Ток	Переменный трехфазный
Частота тока, Гц	50
Степень автоматизации	1
Удельный расход топлива на номинальной мощности с учетом КПД генератора, м ³ /(кВт · ч)	0,35
Расход масла на угар при номинальной мощности, кг/ч, не более	0,092
Максимальная мощность, кВт	110
Продолжительность работы на максимальной мощности, ч, не более	1
Класс тока по ГОСТ 10511—83	II
Габаритные размеры, мм:	
открытое исполнение	2430×1376×1430
капотное исполнение	3200×1544×2080
Масса ГПЭС, кг	1960
Ресурс до первого капитального ремонта, ч	16 000
Наработка на отказ, ч, не менее	8000
Рабочие температуры окружающей среды, °С	8÷50

На рис. 1 представлена принципиальная схема мини-ТЭЦ, предназначенная для снабжения потребителей электрической и тепловой энергией. Мощность СУТ приводного ДВС данной установки — 174 кВт, мощность теплонасосной установки — 200 кВт [3].

При разработке ГПЭС были рассчитаны два теплообменных аппарата (ТОА) СУТ ДВС — стандартный пластинчатый ТОА системы Тосол — вода и кожухотрубный ТОА системы "продукты сгорания — вода", т. е. "отработавшие газы — вода".

Пластинчатый ТОА (далее ТОА 1) применяется для отвода теплоты от охлаждающей жидкости ДВС. В расчете использовали средние значения показателей серийно выпускаемых аппаратов: температура воды на входе и выходе соответственно 47,72 и 61,53 °C; температура Тосола на входе и выходе соответственно 85,83 и 77,28 °C; расход воды 0,817 кг/с.

Расчетные показатели ТОА 1

Скорость воды/Тосола, м/с	0,157/0,345
Число Рейнольдса для воды/Тосола Re_1 . . .	2362/2166
Число Нуссельта для воды/Тосола Nu_1 . . .	71,437/112,466
Коэффициент теплоотдачи воды/Тосола, $Bt/(m^2 \cdot ^\circ C)$	5942/5170
Расчетный коэффициент теплопередачи, $Bt/(m^2 \cdot ^\circ C)$	2484
Фактический коэффициент теплопередачи, $Bt/(m^2 \cdot ^\circ C)$	2924
Потери давления для воды/Тосола, кПа . . .	11,25/24,94
Площадь теплопередающей поверхности, m^2	0,6
Мощность, кВт	47,1

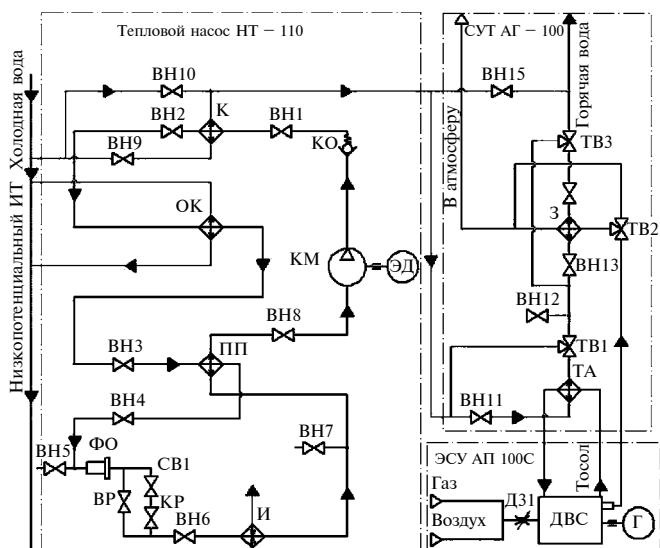


Рис. 1. Принципиальная схема мини-ТЭП:

КМ — компрессор П110; К — конденсатор; ОК — охладитель конденсата; ПП — пароперегреватель; И — испаритель; Э — экономайзер; ЭД — электродвигатель; ФО — фильтр-осушитель; КО — обратный клапан; ВР — регулируемый вентиль; СВ1 — соленоидный вентиль; КР — регулирующий клапан; ВН — вентиль; ТВ — трехходовой вентиль

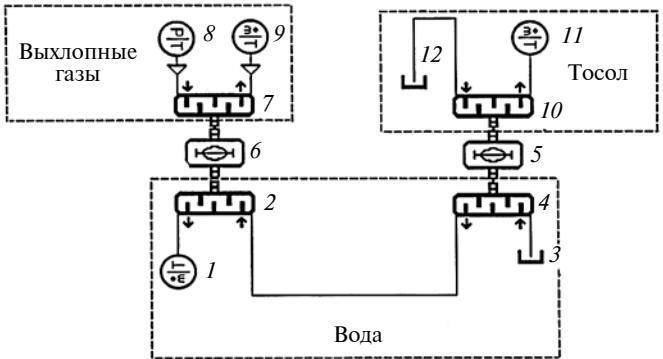


Рис. 2. Расчетная схема СУТ

Анализ расчетов показал [4—6], что пластинчатый ТОА 1 имеет высокий коэффициент теплопередачи при значительном гидравлическом сопротивлении.

Кожухотрубный ТОА (далее ТОА 2), используемый как СУТ отработавших газов, рассчитан по стандартной методике, изложенной в работе [7], гидравлический расчет приведен в работе [8]. Исходные данные для расчета: температура воды на входе 61 °C; температура отработавших газов на входе и выходе соответственно 543 и 120 °C; расход воды и отработавших газов 0,82 и 0,135 кг/с.

Расчетные показатели ТОА 2

Скорость воды/отработавших газов, м/с .	19,245/0,018
Число Рейнольдса воды/отработавших газов	
Re_2	7848/1735
Число Нуссельта воды/отработавших газов	
Nu_2	48,873/13,779
Коэффициент теплоотдачи воды/отработавших газов, Вт/(м ² · °C)	121,951/236,185
Расчетный коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² · °C)	91,374
Длина труб, м:	
расчетная	1,516
фактическая	1,510
Площадь теплопередающей поверхности воды/отработавших газов, м ²	3,598/5,617
Потери давления для воды/отработавших газов, м ²	23,70/20,15
Мощность А, кВт	65,9

Для численного моделирования вариантов КЭУ и анализа эффективности их работы разработана функциональная модель СУТ в программном комплексе LMS AMESim (рис. 2), которая имеет три контура: отопительной воды, системы охлаждения ДВС, отработавших газов.

Задаются теплофизические свойства Тосола, воды, газов, расход отопительной воды на выходе из СУТ (элемент 1). Вода, поступающая из бака 3, нагревается Тосолом в теплообменнике 4, а в теплообменнике отработавших газов 2 утилизирует теплоту. Расчет теплопередачи ТОА 1 и ТОА 2 выполняется соответственно в элементах 5 и 6. Расход охлаждающей жидкости на выходе ТОА 1 задается в элементе 11. Тосол из бака 12 поступает в тепло-

обменник 10. Расход отработавших газов на выходе ТОА 2 задается в элементе 9, а давление и температура на входе задаются в элементе 8.

Для адекватности модели необходимо полуэмпирическое определение параметров ТОА, что возможно только после проведения натурных испытаний.

На основе выбранных ТОА изготовлена опытная СУТ и проведена серия экспериментов при нагрузках: 16,6; 41,3; 65,5; 90,5 и 115 кВт. Измеряли следующие параметры:

температуру воды до и после ТОА 1, до и после ТОА 2;

температуру Тосола до и после ТОА 1;

температуру отработавших газов до и после ТОА 2;

расход воды в системе.

На рис. 3 представлены экспериментальные графики изменения мощностей ТОА 1 и ТОА 2 и температуры на входе и выходе ТОА 1 и ТОА 2 на наиболее характерном режиме работы установки, т. е. при 115 кВт.

На снижение мощности ТОА 1 указывает перепад температур на входе и выходе. Температуры на выходах ТОА 1 и ТОА 2 остаются постоянными, т. е. мощность ТОА 2 практически не изменяется.

На рис. 4 показаны экспериментальные значения и расчетная зависимость перепада давления Δp от расхода G , которые почти совпадают. Анализ показал недостаточную эффективность ТОА 2 и повышенное гидравлическое сопротивление ТОА 1. Для устранения данных недостатков выполнены

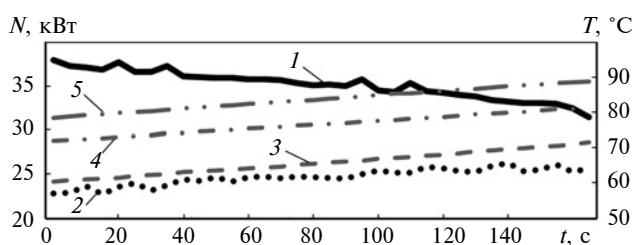


Рис. 3. Зависимости изменения мощностей ТОА 1 (1) и ТОА 2 (2), температур на входе (3) и выходе (4) ТОА 1 и на выходе ТОА 2 (5) при нагрузке 115 кВт

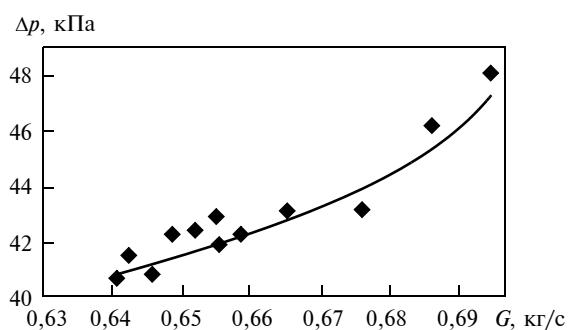


Рис. 4. Эксплуатационные значения (точки) и зависимость (кривая) перепада давлений Δp от расхода G

Таблица 2

Средние значения экспериментальных показателей при номинальной нагрузке

Мощность, кВт	Температура воды, °C				Температура тосола, °C		Температура продуктов сгорания, °C		Расход воды, м ³ /ч
	До ТА1	После ТА1	До ТА2	После ТА2	До ТА1	После ТА1	До ТА2	После ТА2	
16,6	66,73	77,15/75,59	76,97/75,59	83,22/80,75	87,77/86,38	84,30/84,69	480,78	138,71/134,82	2,79
41,3	64,59	70,96/71,31	71,68/71,31	73,84/76,79	83,58/83,41	79,19/79,71	422,04	111,69/134,30	2,70
65,5	66,11	68,52/68,30	68,96/68,30	72,77/73,13	82,39/82,38	69,17/72,75	405,67	116,28/133,52	3,21
90,5	62,74	77,62/78,86	77,97/78,86	90,78/88,68	93,35/92,20	89,57/89,24	508,03	158,96/142,20	1,80
115	70,33	80,59/80,53	79,98/80,53	86,69/87,71	95,70/94,40	91,43/91,42	539,60	152,07/141,80	2,76

Примечание. В числителе приведены экспериментальные значения, в знаменателе — расчетные.

расчеты в программном комплексе LMS AMESim, что позволило проверить решения до проведения дорогостоящих натурных испытаний.

Для расчета теплообменных аппаратов использовали утилиту Heat Exchanger NTU Regression Tool на основании уравнения коэффициента теплопередачи:

$$U_A = \frac{1}{\frac{d_1}{Nu_1 \lambda_1 A_1} + \frac{1}{G_{wall}} + \frac{d_2}{Nu_2 \lambda_2 A_2}},$$

где индексы 1 и 2 соответственно для ТОА 1 и ТОА 2; d_1 и d_2 — гидравлические диаметры; Nu_1 и Nu_2 — числа Нуссельта; λ_1 и λ_2 — теплопроводности; A_1 и A_2 — площади теплопередающих поверхностей; G_{wall} — термическое сопротивление стенки.

Получены значения параметров и критериальные уравнения для пластинчатого ТОА 1 и кожухотрубного ТОА 2.

Расчетные параметры для ТОА 1

Гидравлический диаметр, мм 7,857

Площади поперечных сечений

каналов, мм²:

для воды 5280

для Тосола 4400

Площадь теплопередающей

поверхности, м² 0,6

Уравнения для чисел Нуссельта

при турбулентном режиме:

для воды $Nu = 0,9976 Re^{0,5474} Pr^{0,341}$

для Тосола $Nu = 0,9756 Re^{0,435} Pr^{0,3137}$

Расчетные параметры для ТОА 2

Гидравлический диаметр, мм:

для воды 39

для отработавших газов 21

Площадь сечения каналов, мм²:

для воды 46 000

для Тосола 330

Площадь теплопередающей

поверхности, м² 0,6

Число Нуссельта:

для воды (ламинарный

режим) $Nu = 0,6657 Re^{0,3531} Pr^{0,2214}$

для отработавших газов

(турбулентный режим) $Nu = 0,6652 Re^{0,3297} Pr^{0,88939}$

Для разных режимов работы выполнены расчеты параметров СУТ (табл. 2). Сравнением экспериментальных и расчетных значений установлено, что для ТОА 1 отклонения составили 2,48 %, а для ТОА 2 — 1,18 %. Исследования показали, что эффективность опытной когенерационной установки оказалась низкой, ТОА работали в нерасчетных режимах с высокими гидравлическими потерями. Это объясняется тем, что не были учтены особенности совместной работы СУТ и газопоршневого двигателя.

Таким образом, разработана функциональная модель СУТ, которая обеспечила высокую сходимость расчетных и экспериментальных значений. Данную модель можно использовать для доработки существующей СУТ и создания более эффективных мини-ТЭЦ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Теплоутилизационный** блок мини-ТЭЦ на базе ДВС / А. В. Джулай, Л. Б. Директор, В. М. Зайченко, А. В. Марков // Теплоэнергетика. 2010. № 1. С. 61—65.

2. **Филиппов С. П.** Малая энергетика в России // Теплоэнергетика. 2009. № 8. С. 38—44.

3. **Совершенствование** когенерационных энергетических установок путем применения адаптивной системы охлаждения / В. М. Гуреев, Р. Р. Салахов, А. Х. Хайруллин и др. // Энергетика Татарстана. 2012. № 4. С. 13—18.

4. **Карапузова Н. Ю., Фокин В. М.** Расчет теплообменных аппаратов: методические указания. Волгоград: Волгогр. гос. архит.-строит. ун-т, 2013. 64 с.

5. **Пластинчатые** теплообменники: методические указания / С. С. Амирова, А. С. Приданцев, А. Т. Тухватова, А. А. Сагдеев. Нижнекамск: Нижнекамский хим.-технолог. ин-т (филиал КГТУ), 2010. 48 с.

6. **Ведерникова М. И., Таланкин В. С.** Расчет пластинчатых теплообменников: Методические указания. Екатеринбург: Уральский гос. лесотехнический ун-т, 2008. 27 с.

7. **Теплообменные** аппараты / Б. Е. Байгалиев, А. В. Щелчков, А. Б. Яковлев, П. Ю. Гортышов. Казань: Казанский ГТУ, 2012. 171 с.

8. **Идельчик И. Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.

Экспериментальные исследования трехслойных балок

Приведены результаты экспериментальных исследований, уточняющие влияние краевых эффектов и нелинейности деформаций несущих слоев на работу трехслойных конструкций.

Ключевые слова: трехслойная конструкция, сотовый заполнитель, несущий слой, краевой эффект, нелинейность деформаций.

The results of experimental research, specifying the influence of edge effects and nonlinearity of deformations of base layers on operation of sandwich structures, are given.

Keywords: sandwich structure, honeycomb filler, base layer, edge effect, nonlinearity of deformations.

Одна из причин недостаточного распространения трехслойных конструкций (ТК) — расхождение расчетных предельных характеристик прочности и жесткости с их реальными значениями. Часто ТК разрушаются при нагрузках, меньших критических, и разрушение происходит в зонах, прилегающих к опорам, в местах приложения сосредоточенных сил, т. е. в зонах, в которых определяющими являются краевые моменты и напряжения. Практически нет результатов расчета нелинейной деформации несущих слоев в зависимости от их материалов, т. е. не всегда можно определить начало пластического течения в несущих слоях ТК.

Существующие модели расчета ТК в большей степени справедливы для конструкций с относительно большими линейными размерами и при отсутствии локальных нагрузок. Новые задачи, связанные, например, с широким применением ТК, их многофункциональностью, уменьшением линейных размеров конструкций, требуют новых расчетных методов.

Таким образом, несмотря на большое число публикаций по расчету трехслойных оболочек, ряд вопросов по исследованию прочности современных и перспективных ТК из композиционных материалов остаются нерешенными. К ним относятся в первую очередь краевые задачи ТК, которые учитывали бы нелинейную деформацию несущих слоев, их физическую и геометрическую несимметрию.

Для повышения точности расчетов в ДГТУ исследовали ТК на основании планирования эксперимента с учетом особенностей их работы, технологии изготовления испытуемых образцов, их числа и размеров, подготовки измерительного комплекса и др. [1–3].

Экспериментальные исследования ТК показали, что доверительный интервал среднеквадратического отклонения случайной величины (измеряемого параметра), $\sigma = \pm 0,5\%$. Используя функцию

$L(q, k)$ для распределения Стьюдента, определим число степеней свободы при заданных значениях σ и вероятности α (в большинстве публикаций по теории вероятности указывается не число n наблюдений, а число $k = n - 1$ степеней свободы). Следовательно, выборка должна содержать не менее девяти образцов для каждой серии испытаний.

Цель экспериментальных исследований — изучить влияние краевых эффектов в заделке, несимметрии образцов ТК и нелинейности деформации несущих слоев на их напряженно-деформированное состояние (НДС). Для чего провели следующие испытания: консольный изгиб балки ТК с заделкой одного конца под действием изгибающего момента M и поперечной силы P (рис. 1, a, b), изгиб балки, защемленной по концам, под действием распределенной нагрузки q (рис. 1, c).

Исследовали трехслойные балки (ТБ) с линейными размерами, приведенными на рис. 2. В качестве заполнителя ТБ использовали металлические соты высотой 40 мм из фольги толщиной 0,03 мм с размером ячейки 2,5 мм. Несущие слои образцов выполняли из углепластика или стеклопластика. Изготовили по девять образцов из углепластика:

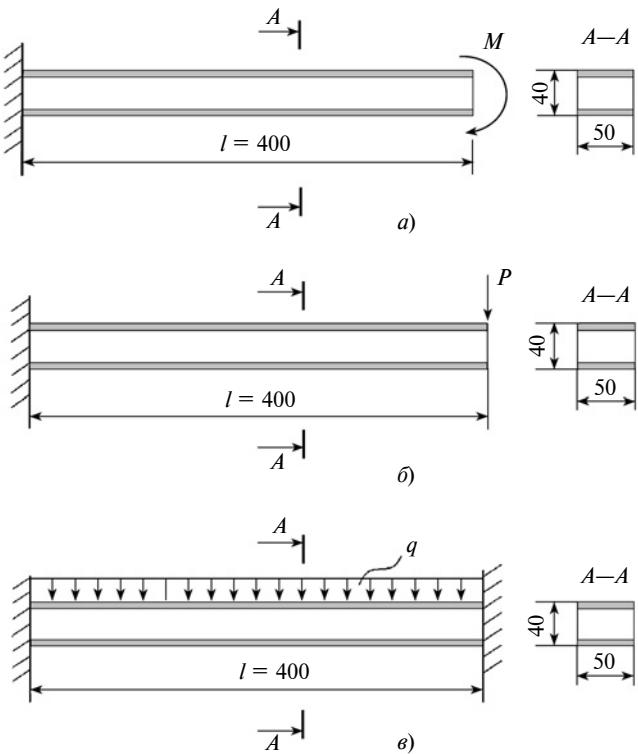


Рис. 1. Схемы симметричной консольно закрепленной ТБ, нагруженной изгибающим моментом M (a) и поперечной силой P (b), и защемленной ТБ, нагруженной распределенной силой q (c)

с несимметричными наружными слоями толщиной $t_1 = 0,85$ мм и $t_2 = 0,5$ мм; с наружными слоями толщиной $t_1 = 1$ мм и $t_2 = 0,5$ мм; с симметричными наружными слоями толщиной $t_1 = t_2 = 1$ мм.

Для измерения напряжений и деформаций в элементах ТБ использовали измерительный комплекс, включающий автоматический измеритель деформаций (АИД), коммутирующее устройство — многопозиционный переключатель и магазин со-противлений MCP-63. Деформации определяли тензорезисторами, которые наклеивали на наружные поверхности несущих слоев ТБ с базой (длиной) 1 см. Напряжения в элементах ТК определяли с помощью найденных деформаций.

Перемещения несущих слоев балки определяли индикаторами часового типа. На каждый несущий слой устанавливали по три индикатора. Тензочувствительность тензорезисторов определяли с помощью градуировочного устройства УСТ1 ВТ-12.

С учетом экспериментальных исследований [4, 5] были созданы установки для испытаний образцов ТБ с одним заделанным концом (консольные балки) и ТБ, защемленной с двух сторон. Действия сосредоточенной и равномерно распределенной нагрузок исследовали на 27 образцах, при этом изучали также влияние толщины растянутого и сжатого слоев на НДС балок.

После статистической обработки результатов экспериментальных исследований построили графические зависимости прогибов и напряжений в ТБ.

Анализ результатов экспериментальных исследований показал:

1. При нагружении консольно закрепленной симметричной балки сосредоточенным силой P (рис. 3, а) или моментом M (рис. 3, б) сближение c слоев практически отсутствует (рис. 4).

2. При испытаниях несимметричных консольных ТБ с несущими слоями из углепластика, нагруженных силой P (рис. 3, в) или моментом M (рис. 3, г), наибольшее сближение c слоев имело место на расстоянии $(0,1 \div 0,18)l$ от заделки (рис. 5). При растяжении более жесткого слоя сближение слоев меньше, чем при растяжении менее жесткого слоя. Напряжения в несущих слоях возрастили ближе к заделке (рис. 6).

3. При нагружении симметричной ТБ, защемленной с двух сторон, распределенной нагрузкой q (рис. 3, д) имело место сближение c слоев и обжатие заполнителя, максимальные значения которых наблюдались в середине пролета (рис. 7).

При испытаниях несимметричных образцов до разрушения под действием распределенной нагрузки q со скоростью 0,0088 МПа/с (рис. 3, е) имело место значительное сближение слоев, особенно у заделки. Образцы разрушались на расстоянии ≈ 50 мм от опоры. При этом напряжения в заполнителе в середине пролета составляли 2,9÷3,1 МПа, а у заделки — 2÷2,2 МПа. Симметричные образ-

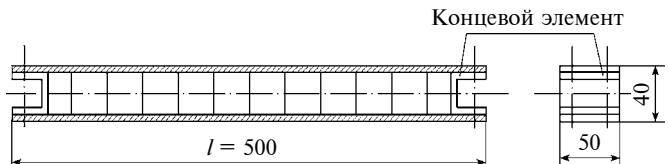


Рис. 2. Общий вид трехслойной балки

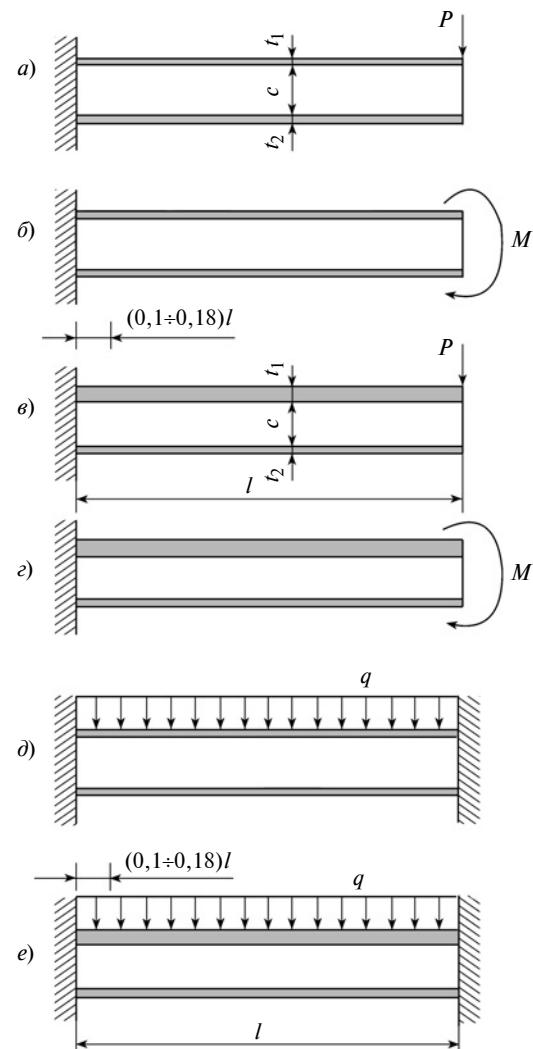


Рис. 3. Схемы консольно закрепленной ТБ, нагруженной силой P и моментом M , соответственно симметричной (а и б, $t_1 = t_2$) и несимметричной (в и г, $t_1 \neq t_2$); защемленной ТБ, нагруженной распределенной силой q , соответственно симметричной (д, $t_1 = t_2$) и несимметричной (е, $t_1 \neq t_2$)

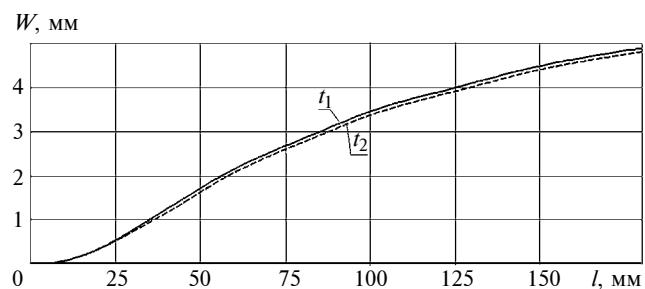


Рис. 4. Зависимости перемещений W несущих слоев от длины l балки, защемленной с одной стороны, при действии изгибающего момента M ($t_1 = t_2 = 1$ мм)

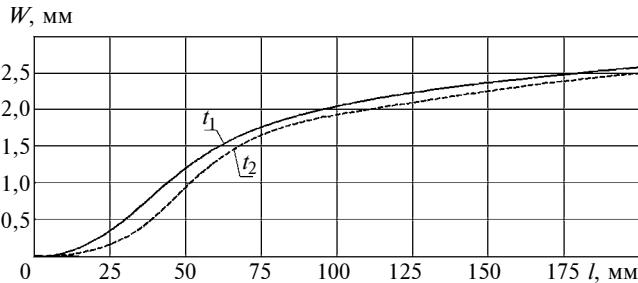


Рис. 5. Зависимости перемещений W несущих слоев от длины l балки, защемленной с одной стороны, при действии изгибающего момента M ($t_1 = 0,85$ мм, $t_2 = 0,5$ мм)

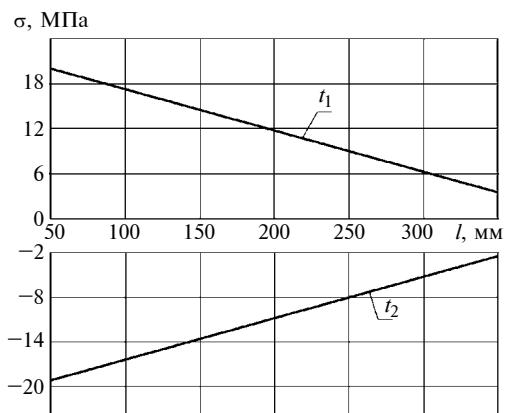


Рис. 6. Зависимости напряжения σ от длины l балки, защемленной с одной стороны, при действии поперечной силы P

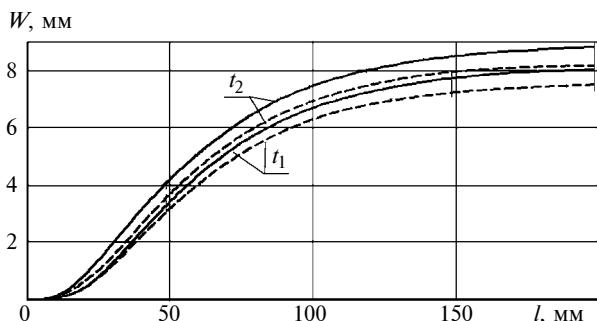


Рис. 7. Теоретические (сплошные линии) и экспериментальные (штриховые линии) зависимости перемещений W несущих слоев от длины l защемленной балки при действии распределенной нагрузки q ($t_1 = t_2 = 1$ мм)

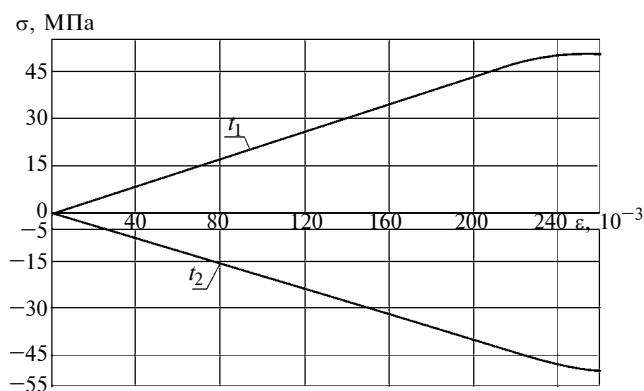


Рис. 8. Зависимости напряжения σ от деформации ε защемленной балки при действии разрушающей распределенной нагрузки q

цы разрушались в середине пролета. В несущих слоях ТБ из стеклопластика напряжения увеличивались линейно при нагрузках до $0,5q_{\text{раз}}$, далее — нелинейно (рис. 8). При нагрузке $0,5q_{\text{раз}}$ прогиб составил $(W_1 + W_2)/2 = 1,05$ мм, т. е. был примерно равен толщине несущего слоя. При нагрузке $q \approx q_{\text{раз}}(0,055 \text{ кН/см})$ прогиб $W_{\text{ср}} = 2,67$ мм, т. е. в 2,67 раза больше толщины несущего слоя.

По результатам исследований ТБ можно сделать следующие выводы:

имеет место достаточно интенсивное сближение слоев, особенно в несимметричных конструкциях;

согласно характеру разрушения все балки несимметричного сечения разрушались у края, т. е. более высокие напряжения и деформации в таких балках возникают в зоне, прилегающей к кромке;

балки симметричного сечения разрушались в среднем сечении (в середине пролета);

разрушения в зоне кромок происходят при распространении сдвиговых деформаций в заполнителе под углом 45° к срединной поверхности несущего слоя, как отмечалось в статье В. Н. Кобелева [7].

Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований ТБ показало, что расходжение НДС симметричных балок не превысило 8 %, несимметричных — 12 %, т. е. полученные авторами дифференциальные уравнения равновесия [6] достаточно точно описывают НДС трехслойных балок при разных условиях опирания и нагрузки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Ендогур А. И., Вайнберг М. В., Иерусалимский К. М. Сотовые конструкции. М.: Машиностроение, 1986. 200 с.

2. Экспериментальное исследование напряженного состояния трехслойных оболочек, изготовленных с использованием анизотропных композитов с высоким модулем / В. У. Котельников, С. В. Мокрый, И. А. Сергеев и др. // Механика композитных материалов. 1983. № 2. С. 470—475.

3. Панин В. Ф., Гладков Ю. А. Конструкции с заполнителем: Справочник. М.: Машиностроение, 1991. 271 с.

4. Устарханов О. М., Абросимов Н. А. Определение напряженно-деформированного состояния трехслойной конструкции несимметричной структуры // Тезисы молодежной науч.-техн. конф. "Гагаринские чтения". М.: МАТИ-РГТУ, 1998. С. 85, 86.

5. Устарханов О. М., Абросимов Н. А., Кобелев В. В. Уточненная математическая модель трехслойной конструкции и оценка прочности трехслойных конструкций в зоне краевого эффекта и анализ экспериментального исследования трехслойных балок // Тезисы молодежной науч.-техн. конф. "Гагаринские чтения". М.: МАТИ-РГТУ, 1999. С. 49.

6. Устарханов О. М. Вопросы прочности трехслойных конструкций с регулярным дискретным заполнителем: Дис. ... д-ра техн. наук. Ростов-на-Дону, 2000. С. 80, 81.

7. Кобелев В. Н. К механике разрушения заполнителя трехслойных конструкций // Изв. вузов. Сер. Авиационная техника. 1987. № 1. С. 15, 16.

Выбор рациональных параметров втулочных элементов из металлорезины при прессовании

Разработан алгоритм расчета рациональных параметров втулочных элементов из проволочного металлорезинового материала, получаемых радиально-осевым прессованием, обеспечивающим их необходимые изотропные структурные и скелетные свойства.

Ключевые слова: металлорезиновый материал, втулочный элемент, рациональные параметры, радиально-осевое прессование, эластомер.

The algorithm of analysis of rational parameters of bushing elements from a wire metal-rubber material, obtained by radial-axial pressing, providing their required isotropic structural and skeleton properties, is developed.

Keywords: metal-rubber material, bushing element, rational parameters, radial-axial pressing, elastomer.

Для изготовления фильтров, подшипников скольжения, виброизоляторов и упругопористых элементов широко применяют металлорезину (МР). Детали получают односторонним прессованием заготовок из взаимопрекращающихся металлических спиралей, расположенных по форме готового изделия. Существенный недостаток таких изделий — анизотропия физических и механических свойств, например, упругие и фильтровальные свойства в разных направлениях прессования могут отличаться более чем на порядок. Кроме того, методом одностороннего прессования сложно получать длинномерные детали. Эти проблемы решает технология объемного прессования, широко используемая в порошковой металлургии.

Известны разные способы объемного прессования проволочных материалов. Например, в работе [1] для получения длинномерных деталей полого профиля из МР используется трехосное прессование в несколько переходов. Недостатки способа — сложности изготовления детали и технологической оснастки, а также невозможность изготовления деталей сплошного профиля.

Более перспективным является объемное прессование деталей из материалов с неупорядоченной структурой с помощью эластичных элементов, устанавливаемых в пресс-форму с одной или двух сторон заготовки. Заготовки прессуют осевым сжатием вместе с эластичными элементами, преобразующими осевое сжатие в радиальное, что обеспечивает получение необходимых структурных и скелетных характеристик прессуемой детали в осевом и радиальном направлениях, а также возможность изготовления широкого ассортимента деталей сплошного и полого профиля [2].

Недостатком многих способов прессования деталей из МР является отсутствие методик расчета технологических параметров по операциям при прессовании заготовок, формируемых, как правило, за несколько переходов. Это не позволяет прогнозировать результаты новых технологических процессов получения МР радиально-осевым прессованием заготовок из проволочных спиралей. Поэтому весьма актуальной является разработка способов изготовления упругопористых элементов (УПЭ) из МР, позволяющих выбрать наиболее рациональное соотношение радиального и осевого прессований заготовок и их размеры для каждого перехода прессования при обеспечении высокой надежности изделий.

Решение этой задачи позволит создать новые многопереходные технологии для промышленного изготовления из МР широкого ассортимента УПЭ для виброзащиты, фильтрования жидких и газообразных сред и др.

Рассмотрим особенности технологии одностороннего прессования изделий.

Металлорезина представляет собой пористую волокнистую структуру, получаемую холодным прессованием проволочных спиралей в окончательные по форме и размерам детали. Для изготовления МР используют разные металлические проволоки в зависимости от условий работы детали: температуры, наличия агрессивной среды, вида нагрузки. Проволоку диаметром $d_{pr} = 0,03 \div 0,3$ мм плотно навивают виток к витку в спираль диаметром $d_{pr} = (5 \div 15)d_{pr}$.

Изготовление материала МР [3, 4] включает: навивание; дозирование и растягивание спирали до шага $t_{pr} = d_{pr}$; формирование из спирали заготовки, которую прессуют в пресс-форме, соответствующей готовому изделию. Это наиболее общая технология изготовления УПЭ, например, цилиндров, втулок, кубиков, шайб, мембран и др., которая содержит следующие основные операции [5].

Отрезки спиралей диаметром d_{pr} из проволоки диаметром δ_{pr} , растянутые с шагом t_{pr} , укладывают ковриком в виде равномерных слоев взаимопрекращающихся колец диаметром D_y (рис. 1, а), который затем складывают в ленту по линиям $a-a$,

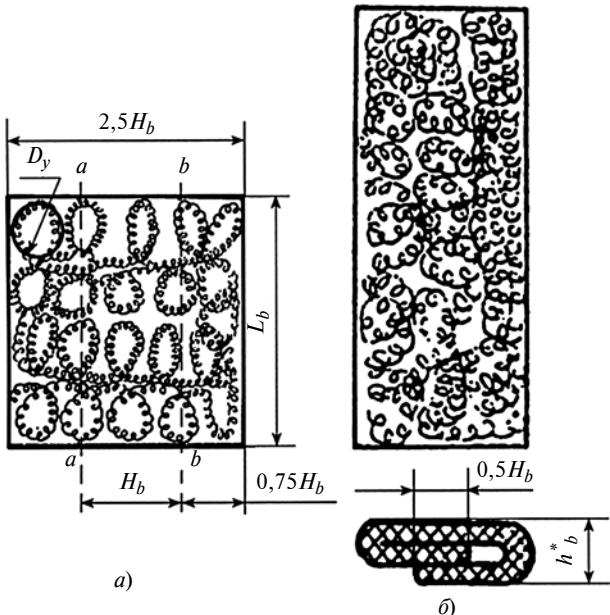


Рис. 1. Схемы укладки спирали ковриком (а) и формирования из него ленты (б)

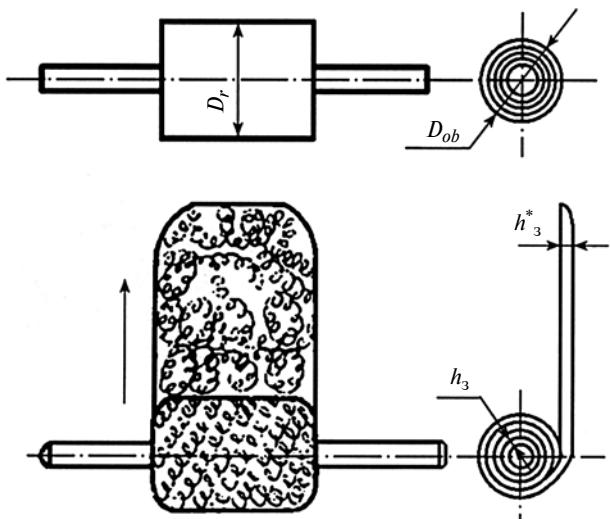


Рис. 2. Схема скатывания ленты в рулон

$b-b$ (рис. 1, б) с нахлестом, равным 0,5 ширины ленты, соответствующей необходимой высоте H_b заготовки. Нахлест обеспечивает равномерное распределение спиралей в ленте, устранивая неравномерность за счет сбега спиралей при укладке на границах коврика. Ширина коврика равна $2,5H_b$ (см. рис. 1, а) при длине L_b коврика и ленты. Ширина ленты равна высоте H_b заготовки.

Таким образом, на первом этапе получают предварительную заготовку УПЭ плотностью ρ_b^* , которую используют на последующих операциях или складируют без изменения формы и размеров. На следующем этапе, скатывая предварительную заготовку (ленту) в рулон (рис. 2) на технологическом

стержне диаметром, близким к диаметру внутреннего отверстия УПЭ, получают заготовку плотностью ρ_b . Ленту толщиной h_b^* прессуют до необходимого размера h_b , который обеспечивает заданный наружный диаметр D_r рулона. При необходимости рулон дополнительно прессуют обкаткой до наружного диаметра D_{ob} заготовки.

Полученную заготовку помещают в пресс-форму при регламентируемых технологией незначительных изменениях ее размеров и формы (рис. 3, а). Например, для обеспечения стабильности прессования наружный диаметр D_{ob} заготовки-втулки выполняют, как правило, на 1÷2 % больше внутреннего диаметра D_o гильзы пресс-формы, а ее внутренний диаметр D_{inb} (диаметр технологического стержня) — на 1÷2 % меньше внешнего диаметра D_{in} иглы пресс-формы или равным ему, что обеспечивает заданную величину радиального прессования. На заключительном этапе заготовку УПЭ подвергают осевому прессованию с давлением σ_p и получают прессовку высотой H с плотностью ρ_{pr} . Сняв давление, прессовку УПЭ извлекают из пресс-формы. Получают готовое изделие высотой H_{pr} с плотностью ρ_{pr} (рис. 3, б).

Свойства готовых втулочных УПЭ зависят от их плотности и высоты, внутреннего и внешнего диаметров, упругих свойств проволок, а также от давления прессования и высоты прессовки. Кроме того, от указанных параметров зависят упругие свойства прессовок из МР, равномерность распределения плотности материала по объему УПЭ и его прочность, которые определяют ресурс деталей.

Знание связей конструктивно-технологических параметров на разных этапах изготовления изделий из МР позволяет проектировать наиболее рациональные конструкции УПЭ и технологии их изготовления.

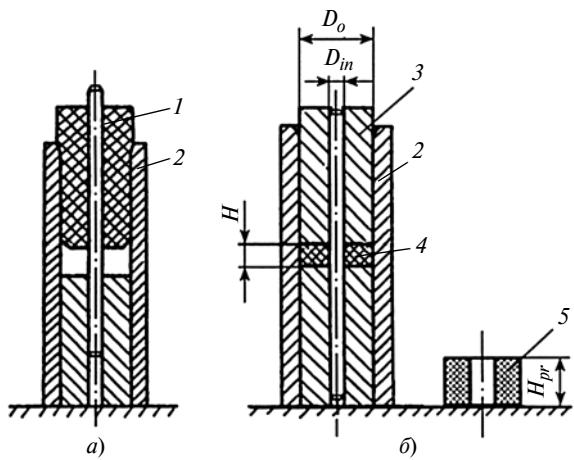


Рис. 3. Схемы установки заготовки в пресс-форму (а) и прессования втулочного УПЭ:

1 — заготовка; 2 — пресс-форма; 3 — пuhanсон; 4 — прессовка, 5 — готовый УПЭ

Так, в работе [6] получены зависимости для определения плотностей предварительной заготовки, заготовки УПЭ, прессовки и готовой втулки:

$$\left. \begin{aligned} \rho_b^* &= \frac{M_s}{L_b H_b h_b^*}; \\ \rho_b &= \frac{4 M_s}{\pi(D_o^2 - D_{in}^2) H_b}; \\ \rho_{pr} &= \frac{4 M_s}{\pi(D_o^2 - D_{in}^2) H_b} = \rho_b \frac{H_b}{H_{pr}} = \rho_p \frac{H}{H_{pr}}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где M_s — масса спирали.

Длину ленты определяем по формуле

$$L_b = 0,5\pi(D_o + D_{in}) \left(2,22 \frac{\rho_b}{\rho_t} + 0,5 \right) \quad (2)$$

или

$$L_b \approx (6 \div 8)(D_o + D_{in}),$$

где $\rho_t = \pi^2 \rho_{pr} / 4 \bar{d}_{pr}^2$ — плотность витка спирали;

$\bar{d}_{pr} = d_{pr} / \delta_{pr}$ — относительный диаметр спирали.

Уравнение (2) больше учитывает геометрические параметры спирали и УПЭ, а также плотность ρ_b заготовки УПЭ — один из основных параметров изделий из МР.

В данной работе предлагается метод расчета диапазона плотностей ρ_b заготовок, исходной плотности $\rho_{p,o}$ прессовки и плотности $\rho_{p,pr}$, определяющей разные напряженные состояния материала МР при прессовании. Для этого предлагается детерминистская модель упаковки спиралей как для заготовок, начиная с их минимальной плотности $\rho_{b min} = \rho_t$ (рис. 4, а), так и для прессовок, начиная с их исходной плотности $\rho_{p,o}$.

При формировании предварительной заготовки, как и самой заготовки, витки спиралей внедряются друг в друга в направлении оси X без пластической деформации. Для этого процесса характерно незначительное (менее 20 %) упругое последействие, что связано с невозможностью преодоления силами упругости удвоенных сил трения, которые вызывают образование замковых соединений спиралей. Средний межвитковый зазор $\Delta_n \forall \Delta_{n,m} \in [\Delta_{n,1}; 0]$, $R_{fr} \in [0,5d_{pr}; 0,5(d_{pr} + 2\delta_{pr})]$ определяется решением задачи о внедрении абсолютно жесткого цилиндра диаметром d_{pr} в упругую полуцилиндрическую полутрубу со средним внутренним радиусом $R_{fr} = d_{pr} - 2\delta_{pr}$ (рис. 4, б).

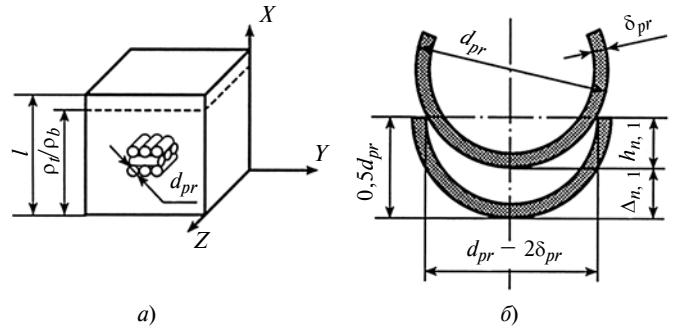


Рис. 4. Детерминистская модель упаковки спиралей

Тогда получим величину углубления трубы в полу трубу:

$$h_p = 0,5d_{pr} \left(1 - \sqrt{\frac{2\delta_{pr}}{d_{pr}} - \frac{\delta_{pr}^2}{d_{pr}^2}} \right) \approx 0,5d_{pr} \left(1 - \sqrt{\frac{2}{d_{pr}}} \right);$$

$$\Delta_n = 0,5(d_{pr} + \delta_{pr}) - h_p = 0,5\delta_{pr} \left(1 + \sqrt{2\bar{d}_{pr}} \right).$$

При наличии только упругих деформаций витков спиралей коврика и предварительной заготовки максимальная плотность заготовки УПЭ

$$\rho_{b max} = \rho_t \frac{d_{pr}}{\Delta_n} = 2\rho_t \frac{\bar{d}_{pr}}{1 + \sqrt{2\bar{d}_{pr}}}. \quad (3)$$

При этом средняя плотность заготовки УПЭ

$$\rho_{b,av} = 0,5\rho_t \left(1 + \frac{2\bar{d}_{pr}}{1 + \sqrt{2\bar{d}_{pr}}} \right). \quad (4)$$

Полученные по формулам (3) и (4) плотности заготовок УПЭ с учетом зависимостей (1) и (2) позволяют определить основные параметры оптимального технологического процесса их изготовления.

Рассмотрим формование заготовок УПЭ в прессовки (см. рис. 3). При получении втулочных прессовок структура и напряженное состояние материала МР изменяются. В частности, при прессовании МР в направлении, перпендикулярном оси X , происходит объемное прессование по схеме, близкой к представленной на рис. 4. Поэтому можно предположить, что на начальном этапе прессования ($\forall \rho_p \in [\rho_b; \sqrt{2} \rho_{b max}]$) происходит практически только упругое взаимодействие витков спиралей. Причем далее ($\forall \rho_p \in [\sqrt{2} \rho_{b max}; \rho_{b max}^2 / \rho_t]$) витки спиралей уплотняются без заметного нарушения их формы, но очевидно существенное искажение осей спиралей в целом.

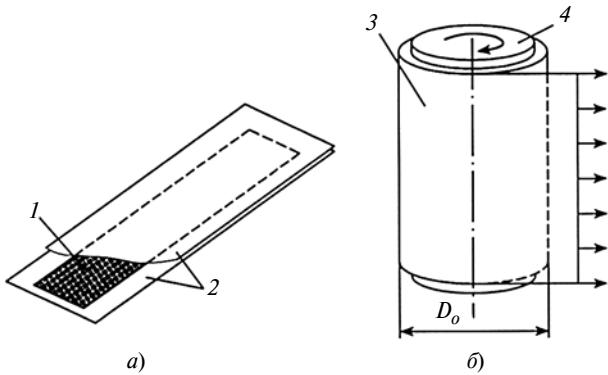


Рис. 5. Плоская заготовка, расположенная между двумя листами эластомера (а) и намотанная на цилиндр из эластомера (б)

Следуя принятой терминологии, можно предположить, что предварительное прессование МР с преобладанием упругих деформаций витков определяется диапазоном плотностей $[\rho_{p,o}; \rho_{p,pr}]$.

При этом нижняя граница $\rho_{p,o}$ плотности МР определяется как среднегеометрическое значение средней плотности $\rho_{b,av}$:

$$\rho_{p,o} = \sqrt{2} \rho_{b,av} = 0,707 \rho_t \left(1 + \frac{2\bar{d}_{pr}}{1 + \sqrt{2\bar{d}_{pr}}} \right). \quad (5)$$

Верхняя граница плотности $\rho_{b, max}$ определяется по формуле

$$\begin{aligned} \rho_{p,pr} &= \frac{\rho_{b, max}^2}{\rho_t} = \rho_t \left(\frac{2\bar{d}_{pr}}{1 + \sqrt{2\bar{d}_{pr}}} \right)^2 = \\ &= \pi^2 \rho_{pr} \left(1 + \sqrt{2\bar{d}_{pr}} \right)^{-2}. \end{aligned} \quad (6)$$

Таким образом, выражения (5) и (6) позволяют установить диапазоны плотностей ($\rho_{p,o} \div \rho_{p,pr}$), при которых в прессовках преобладают упругие деформации витков спиралей, а следовательно, они имеют наибольшее упругое последействие. Однако такие плотности МР, как правило, неприемлемы для производства гасителей колебаний и фильтров для жидкких и газообразных сред из-за высокой неоднородности структуры проволочного материала. Она заметно уменьшается при увеличении плотности МР в результате пластических деформаций витков спиралей. Однако не всегда можно изготовить изделия из МР с большими осевыми размерами по сравнению с диаметральными размерами. Кроме того, значительная анизотропия материала МР затрудняет создание высокоэффективных конструкций на его основе. Поэтому предлагается новый метод объемного радиально-осевого прессования материала МР с помощью эластомеров (эластичных элементов), основанный на расчете и

выборе рациональных технологических параметров изделий из МР заданной формы.

Технологию радиально-осевого прессования втулочных элементов из МР можно описать следующим образом. Сначала из растянутых проволочных спиралей формируют плоскую заготовку, которую прессуют в перпендикулярном к ее плоскости направлении. Для равномерного распределения давления в процессе прессования плоскую заготовку 1 размещают по длине между двумя листами 2 из эластичного материала — полиуретана, резины и др. (рис. 5, а). После прессования плоскую заготовку 3 наматывают в три слоя (не менее) на цилиндр 4 из эластомера с натяжением, обеспечивающим наружный диаметр D_o (рис. 5, б). Высота цилиндра из эластомера больше ширины прессованной плоской заготовки, а его диаметр меньше диаметра D_{in} с учетом того, что объем эластомера не изменяется.

Плоскую заготовку 2, намотанную на цилиндр 1 из эластомера, помещают в гильзу 3 пресс-формы между цилиндрическими пуансонами 4 с плоскими сплошными торцами (рис. 6, а). На следующем переходе выполняется радиально-осевое прессование, после которого из гильзы 3 пресс-формы удаляются пуансоны 4 и цилиндр 1 из эластомера. Через полученное во втулочной заготовке 5 отверстие пропускают металлический стержень 6 с наружным диаметром D_{in} (рис. 6, б). Затем устанавливают пуансоны 7 с кольцевыми рабочими поверхностями и осуществляют окончательное осевое прессование втулочной заготовки.

Приведенные выше формулы для одностороннего прессования можно использовать для выбора рациональных параметров и при радиально-осевом прессовании изделий из МР. Для этого при радиально-осевом прессовании изделий достаточно в ранее полученных зависимостях использовать величину ρ_{bi} на каждом i -м этапе получения прессовок.

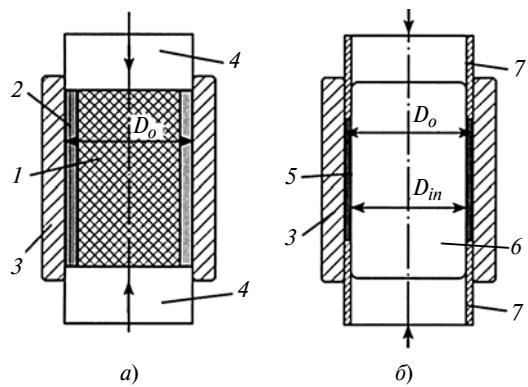


Рис. 6. Пресс-форма на начальном (а) и конечном (б) этапах радиально-осевого прессования втулочной заготовки

Для изготовления втулочных УПЭ радиально-осевым прессованием используют металлические проволочные спирали с шагом, равным диаметру спирали, из которых формируют плоскую прямоугольную заготовку. Согласно уравнению (2) длину плоской заготовки выполняют в 12–16 раз больше полусуммы наружного D_o и внутреннего D_{in} диаметров готовой втулки, а ширину — больше ее высоты H_{pr} .

На основании выражения (4) среднюю плотность ρ_b плоской заготовки выбирают в зависимости от наружного диаметра d_1 спирали, диаметра d проволоки и плотности ρ ее материала, которые связаны отношением $b_b = (2 \div 2,8)B_1$, где $B_1 = \rho(d/d_1)^2$. Коэффициент перед B_1 учитывает разброс упругих свойств проволоки.

Заготовку прессуют в направлении, перпендикулярном к ее плоскости, до получения средней плотности $\rho_n = (1,5 \div 2)B_1$, где $B_2 = \rho(d/d_1)^{1,5}$. Данное отношение получают разложением в ряд Тейлора выражения (6) — предельной плотности $\rho_{p,pr}$, выше которой витки спиралей пластиически деформируются. Такое прессование обеспечивает более регулярную структуру материала МР в радиальном направлении.

Радиально-осевое прессование осуществляют до получения средней плотности втулочной заготовки в 1,3–2,2 раза больше плотности прессованной плоской заготовки с внутренним диаметром D_{in} . Более равномерное распределение плотности во втулочной заготовке по сравнению с плоской заготовкой обеспечивается пластическим деформированием витков спирали. После осевого прессования втулочной заготовки в стальной пресс-форме получаем среднюю плотность $\rho_n < \rho_{av} < 0,8\rho$. При этом поверхность втулки калибруется.

По разработанной методике были выбраны рациональные технологические параметры изготовления тонкостенных УПЭ для скважинных фильтров радиально-осевым прессованием с использованием полиуретана (рис. 7). Для проверки эффективности разработанной методики и полученных соотношений для расчета необходимой плотности на всех этапах производства МР исследовали влияние относительного диаметра спирали на качество изделий с заданной плотностью ρ_{av} . Для этого варьировали относительный диаметр спирали из проволоки диаметром 0,2 мм при плотности готового изделия $\rho_{av} = 3,04 \text{ г/см}^3$. Диаметр спирали изменяли от 1,2 до 2 мм, что соответствовало относительным диаметрам от 6 до 10.

Исследования показали, что несоблюдение средних плотностей ρ_n при прессовании плоской заготовки приводило к образованию значительных дефектов в виде трещин на поверхности УПЭ: чем плотность ρ_n меньше ее рационального значения, тем значительнее дефекты; при отклонении в большую сторону на 10÷15 % увеличивается длина пло-



Рис. 7. Тонкостенный УПЭ, полученный радиально-осевым прессованием полиуретаном

ской заготовки по сравнению с рассчитанной по уравнению (2). Это влияет на технологичность скатывания полосы и получение необходимого наружного диаметра D_o компоновки, а также приводит к неравномерности толщины готового изделия и распределения плотности материала МР по объему УПЭ.

Предлагаемая технология позволяет изготавливать более качественные изделия из МР с широким диапазоном полезных свойств, что обусловлено более равномерным распределением плотности и уменьшением анизотропии структурных и скелетных характеристик. Данный технологический процесс легко автоматизировать.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. Пат. 2262407 Рос. Федерации:** МПК⁷ B21F 45/00, B21F 21/00, B30B 15/02. Способ изготовления деталей из материалов с неупорядоченной структурой (варианты) и пресс-форма для его осуществления.
- 2. Пат. 2402400 Рос. Федерации:** МПК B21F 45/00, B21J 5/00, B30B 15/02. Способ радиально-осевого прессования деталей из материалов с неупорядоченной структурой.
- 3. Белоусов А. И., Изжеуров Е. А., Сетин А. Д.** Исследование гидродинамических и фильтровальных характеристик пористого материала МР // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев: КуАИ, 1975. Вып. 2(73). С. 71–80.
- 4. Элементы пневмогидроаппаратуры из упругопористого нетканого металлического материала: монография /** А. И. Белоусов, Е. В. Шахматов, А. Н. Кирилин и др. Самара: СГАУ, 2009. 119 с.
- 5. Тройников А. А., Пичугин А. Д.** Вопросы технологии изготовления упруго-демпфирующих элементов из материала МР // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев: КуАИ, 1981. Вып. 8. С. 101–112.
- 6. Лазуткин Г. В.** Формование изделий из упруго-демпфирующего материала МР для агрегатов и систем транспортной техники // Вестник транспорта Поволжья. 2010. № 4. С. 82–90.

Расчет лопаток из композиционного материала для газотурбинного двигателя¹

Приводится расчет лопаток газотурбинного двигателя из композита, основанный на теории эффективного модуля и уравнениях Лагранжа. Лопатки рассматриваются как закрученные стержни с коэффициентами аппроксимации прогибов в качестве обобщенных координат.

Ключевые слова: композит, эффективный модуль, лопатка, закрученный стержень, аппроксимация прогиба, уравнения Лагранжа, представительный объем.

The analysis of gas-turbine engine blades from a composite, based on theory of effective modulus and Lagrange's equations, is given. The blades are considered as twisted bars with deflection approximation coefficients as generalized coordinates.

Keywords: composite, effective modulus, blade, twisted bar, deflection approximation, Lagrange's equations, representative volume element.

Традиционные материалы для лопаток авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) можно заменить композитами, большим преимуществом которых является трещиностойкость [1, 2]. Перспективным оказалось применение композитов на основе никелевых сплавов, модифицированных тугоплавкими частицами, например никелевого сплава ЖС6У с частицами нитрида ниобия размером 5 мкм при их концентрации 0,1 % [3, 4].

В данной работе рассматривается математическое моделирование напряженно-деформированного состояния (НДС) лопаток: определение жесткости композита и расчет колебаний лопаток из этого композита.

Эффективные модули композита

По эффективным свойствам композит лопатки изотропен, поэтому достаточно найти два модуля — объемный k^* и сдвиговый μ^* [2, 5], которые связаны с модулем E Юнга и коэффициентом μ Пуассона соотношением

$$E^* = 3k^*(1 - 2v^*) = 2\mu^*(1 + v^*).$$

В механике композитов принято определять эффективные модули по энергии представительного объема V решением одной из двух задач [2, 5], в ко-

¹ Работа выполнена в рамках государственного задания при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ. Коды проектов: № 933-2014, № 1972-2014.

торых равновесие рассматривается без объемных сил: $\nabla \cdot \tau = 0$, где τ — тензор напряжений, ∇ — оператор Гамильтона. В первой задаче на границе O объема V заданы перемещения $\psi|_O = \boldsymbol{\epsilon}_0 \cdot \mathbf{r}$, где $\boldsymbol{\epsilon}_0$ — любой заданный симметричный тензор; \mathbf{r} — радиус-вектор. Фактически решаются шесть задач — по числу компонент $\boldsymbol{\epsilon}_0$ согласно установленным равенствам [2, 5]:

$$\begin{cases} \langle \boldsymbol{\epsilon} \rangle \equiv V^{-1} \int_V \boldsymbol{\epsilon} dV \equiv \boldsymbol{\epsilon}^* = \boldsymbol{\epsilon}_0; \\ \langle \tau \cdot \boldsymbol{\epsilon} \rangle = \tau^* \cdot \boldsymbol{\epsilon}^*. \end{cases} \quad (1)$$

Здесь звездочкой отмечены эффективные величины в уравнениях гомогенной модели композита.

Равенства (1) означают, что усредненная по объему V деформация равна деформации, заданной на границе, а усредненная энергия такая же, как в гомогенной модели [2, 5]. Эффективные модули упругости (жесткости) связывают напряжения и деформации гомогенной модели: $\tau^* \equiv \langle \tau \rangle = {}^4C^* \cdot \boldsymbol{\epsilon}^*$. Тензор ${}^4C^*$ эффективных модулей упругости определяется из второго равенства системы уравнений (1) — равенства энергий, и в общем случае анизотропии имеет четвертый ранг.

Во второй задаче для объема V задают поверхностные силы $\mathbf{n} \cdot \tau|_O = \mathbf{n} \cdot \tau_0$ с любым заданным тензором τ_0 (\mathbf{n} — орт нормали на границе). Равенство энергий [второе равенство системы (1)] сохраняется, а для напряжений $\langle \tau \rangle = \tau_0$.

Задачи для представительного объема решаются аналитически лишь в простейших случаях [5]. В настоящее время компьютерные программы конечно-элементного анализа исключают трудности расчета. Однако общепризнанных расчетных методик и результатов недостаточно.

Рассмотрим известную задачу расчета объемного модуля k^* среды со сферическими включениями. Представительным объемом может служить шар радиусом b : $a^3/b^3 = c$, где a — радиус включений; c — их объемная концентрация. В первой задаче принимаем $\boldsymbol{\epsilon}_0 = \epsilon_0 \mathbf{E} \Rightarrow \psi|_O = \epsilon_0 \mathbf{r}$, где \mathbf{E} — единичный тензор. Задача имеет сферическую симметрию: перемещение направлено по радиусу, а в тензоре напряжений присутствуют только радиальная σ_r и окружная σ_ϕ составляющие [2]: $\mathbf{u} = u(r)\mathbf{e}_r$, $\tau = \sigma_r(r)\mathbf{e}_r\mathbf{e}_r + \sigma_\phi(r)(\mathbf{E} - \mathbf{e}_r\mathbf{e}_r)$ при $\mathbf{e}_r = r^{-1}\mathbf{r}$.

Решение сферически-симметричной задачи теории упругости известно [2, 5]:

$$\begin{cases} u = \begin{cases} A_1 r & \text{при } r < a; \\ Ar + B/r^2 & \text{при } r > a; \end{cases} \\ \sigma_r = 3kA - 4\mu B/r^3; \\ \sigma_\varphi = 3kA + 2\mu B/r^3 \text{ при } r > a, \end{cases}$$

где A_1, A, B — произвольные константы, которые находятся из условий непрерывности перемещения u и напряжения σ_r при $r = a$ и граничном условии $u(b) = \varepsilon_0 b$ на внешнем радиусе.

Воспользовавшись теоремой Клапейрона [2], из второго равенства системы (1) получим:

$$\int_O \mathbf{n} \cdot \boldsymbol{\tau} \cdot \mathbf{u} dO = 2 \int_V \Pi dV. \quad (2)$$

Исходя из того, что интеграл в левой части равенства (2) равен $\sigma_r(b)u(b)4\pi b^2$, а в правой — $12k^* \varepsilon_0^2 \pi b^3$, определим объемный модуль:

$$k^* = \frac{k - 4c\mu\Delta}{1 + 3c\Delta}, \quad (3)$$

где $\Delta \equiv (k - k_1)/(3k_1 + 4\mu)$.

В работе [5] приведено более сложное решение с другим результатом.

Вместо первой задачи для представительного объема можно рассмотреть вторую задачу: $\tau_0 = p_0 \mathbf{E} \Rightarrow \sigma_r(b) = p_0$. Результат совпадает с решением уравнения (3), однако совпадение не очевидно, поскольку наш представительный объем невелик.

Для рассматриваемого в работе композита компоненты имеют следующие модули упругости: нитрид ниобия [6] — $E_1 = 483,5$ ГПа и $v_1 = 0,28$; никелевый сплав ЖС6У [7] — $E = 26,8$ ГПа и $v = 0,3$. Пересчитав на сдвиговые и объемные модули, по уравнению (3) найдем $k^* = 22,4$ ГПа.

Для определения эффективного модуля μ^* сдвига рассмотрим вторую задачу для представительного объема в форме куба, длина b ребра которого определяется объемной концентрацией включений: $c = 4\pi a^3 / 3b^3$. Граничные условия соответствуют чистому сдвигу в плоскости x, y : $\tau_0 = \tau_0(\mathbf{i}\mathbf{j} + \mathbf{j}\mathbf{i})$ (с ортами декартовых осей). Вторую задачу для объема V решали методом конечных элементов в программе Solid Works.

На каждой из шести граней куба $\mathbf{n} \cdot \boldsymbol{\tau}_0 = \text{const}$, поэтому в равенстве (2) влияние грани определяется средним перемещением:

$$\int_S \mathbf{n} \cdot \boldsymbol{\tau} \cdot \mathbf{u} dO = \mathbf{n} \cdot \boldsymbol{\tau}_0 \cdot N^{-1} \sum_{k=1}^N \mathbf{u}_k S. \quad (4)$$

Определение проводили по узлам сетки на грани куба. Границы $z = \pm b/2$ не оказывают влияния, поскольку на них $\mathbf{n} \cdot \boldsymbol{\tau}_0 = 0$. Тогда в соответствии со

вторым равенством системы (1) интеграл (4) будет равен $b^3 \tau_0^2 / \mu^*$. В результате получим эффективный модуль сдвига $\mu^* = 10,8$ ГПа.

Алгоритм (4) определения модуля сдвига проводили на кубическом объеме V при $\tau_0 = \sigma_0 \mathbf{E}$. Полученный результат совпал с результатом, определенным по формуле (3).

В заключение расчета из равенств

$$\begin{cases} 2v = (3k - 2\mu)/(3k + \mu); \\ E = 9k\mu/(3k + \mu), \end{cases}$$

определим коэффициент Пуассона и модуль Юнга: $v^* = 0,29$ и $E^* = 27,9$ ГПа.

Изложенное относится только к осредненным (эффективным) составляющим НДС, но есть методы расчета и локальных, быстро меняющихся слагаемых [2, 8].

Колебания лопаток

В данной работе колебания лопаток рассчитывали по методике расчета закрученных стержней [2, 9], основанной на уравнениях Лагранжа и компьютерной математике [10]. Используем декартову систему координат, ось x которой проходит через центры тяжести сечений вдоль лопатки. Прогиб закрученного стержня всегда имеет две компоненты u_y и u_z — функции координаты x и времени t , которые аппроксимируем выражениями в матричных обозначениях:

$$\begin{cases} u_y(x, t) = \sum_{k=1}^n U_{yk}(t) \varphi_k(x) = U_y(t)^T \varphi(x); \\ u_z(x, t) = U_z(t)^T \varphi(x). \end{cases} \quad (5)$$

Здесь функции $U_{y,z}(t)$ — обобщенные координаты, которые следует определить из системы уравнений Лагранжа. Столбец координатных функций $\varphi(x)$ задаем с соблюдением условий закрепления (заделка при $x = 0$). Принимаем $\varphi_i(x) = x^{1+i}$, $i = 1, \dots, n$.

Подставив аппроксимации (5) в выражения кинетической

$T = 1/2 \int_0^l \rho (\dot{u}_y^2 + \dot{u}_z^2) dx$ и потенциальной

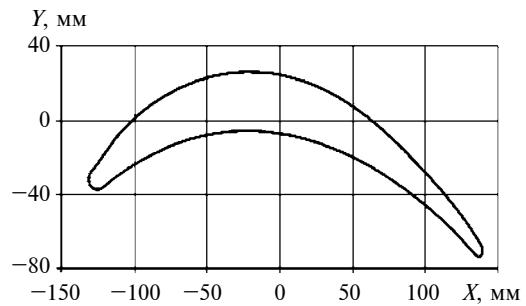


Рис. 1. Сечение лопатки

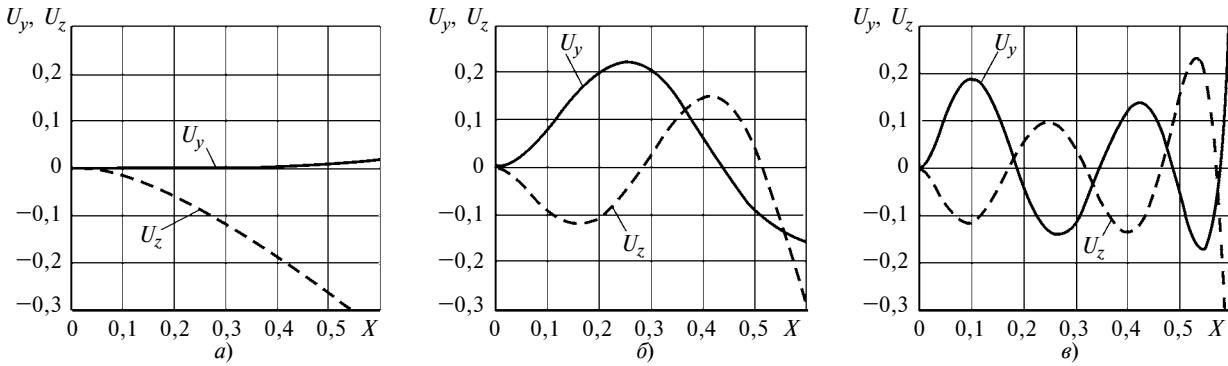


Рис. 2. Формы колебаний:

$a - 1 (\lambda = 315)$; $b - 5 (\lambda = 8765)$; $c - 9 (\lambda = 54921)$

ной $\Pi = E/2 \int_0^l (J_y u_y''^2 + 2J_{yz} u_y'' u_z'' + J_z u_z''^2) dx$ энергии лопатки, где ρ — погонная масса; J_y, J_z, J_{yz} — моменты инерции сечения лопатки, получим квадратичные формы: $T = 1/2 \dot{U}^T M \dot{U}$ и $\Pi = 1/2 U^T C U$. Здесь столбец U состоит из U_y и U_z , а элементы матриц инерции (M) и жесткости (C) являются интегралами по длине лопатки и вычисляются посредством Mathcad [10].

Составим уравнения Лагранжа (точка означает производную по времени):

$$\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{U}} \right)^* - \frac{\partial T}{\partial U} = -\frac{\partial \Pi}{\partial U} + Q \Rightarrow M \ddot{U} + C U = Q(t).$$

Обобщенные силы Q находим по виртуальной работе нагрузок. В случае гармонических колебаний с частотой λ и столбцом амплитуд Φ имеем:

$$(C - \lambda^2 M) \Phi = Q. \quad (6)$$

При $Q = 0$ приходим к обобщенной задаче на собственные значения, решаемой в Mathcad встроенными алгоритмами `genvals` и `genvecs` [10]. Нормируем формы так, чтобы $\Phi^T M \Phi = 1$. Вынужденные колебания рассчитаем с функцией `Isolve` для уравнения (6).

Рассмотрим пример. Длина лопатки $l = 0,6$ м, закручивание выполнено так, что концевые сечения развернуты на 50° ; модуль Юнга E^* (определен выше), плотность композита $\rho^* = 8400$ кг/м³. Профиль сечения на рис. 1 описывается двумя функциями $y_1(x)$, $y_2(x)$, определенными по точкам с помощью процедур `regress-interp`.

Аппроксимацию прогибов в форме (3) приняли с числом членов $n = 5$, тогда число степеней свободы, частот и форм — $2n = 10$. Использовали следующие значения частоты, с⁻¹: 315; 1 057; 2 301; 4 985; 8 765; 12 811; 23 801; 41 551; 54 921; 195 477.

На рис. 2, $a - c$ приведены соответственно первая, пятая и девятая формы.

По зависимости частоты от номера закрученная лопатка заметно отличается от консольной балки и имеет меньшее число узлов форм.

Таким образом, предлагаемый расчет колебаний лопаток из композиционного материала по методике расчета закрученных стержней с использованием теории эффективного модуля и уравнений Лагранжа, позволяет легко и быстро провести вычисления при изменении концентрации частиц в композите и размеров лопатки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- Павлов В. П., Нусратуллин Э. М., Филиппов А. А. Прочность лопатки компрессора авиационного двигателя при замене титанового сплава на композиционный материал // Вестник УГАТУ. 2011. Т. 15. № 4. С. 98—106.
- Елисеев В. В. Механика упругих тел. СПб.: Изд-во СПбГПУ. 2003. 336 с.
- Аношкин А. Н., Зуйко В. Ю., Шипунов Г. С., Третьяков А. А. // Технологии и задачи механики композиционных материалов для создания лопатки спрямляющего аппарата авиационного двигателя // Вестник ПНИПУ. Механика. 2014. № 4. С. 5—44.
- Первушин Ю. С., Соловьев П. В. Особенности напряженного и деформированного состояний лопатки компрессора ГТД из несбалансированных композитов // Вестник УГАТУ. 2013. Т. 17. № 3. С. 253—259.
- Кристенсен Р. Введение в механику композитов. М.: Мир, 1982. 334 с.
- Самсонов Г. В. Тугоплавкие соединения. Справочник. М.: Металлургия, 1976. 560 с.
- Будиновский С. А. Применение аналитической модели определения упругих механических и термических напряжений в многослойной системе в решении задач по созданию жаростойких алюминидных покрытий // Упрочняющие технологии и покрытия. 2013. № 3. С. 3—11.
- Влияние микроструктуры на локальные значения напряжений и деформаций в волокнистом композите / В. И. Колесников, В. В. Бардушкин, А. П. Сычев, В. Б. Яковлев // Вестник машиностроения. 2005. № 8. С. 35—38.
- Елисеев В. В., Москалец А. А. Колебания турбинных лопаток как естественно закрученных стержней // Современное машиностроение. Наука и образование. 2014. № 4. С. 344—350.
- Кирьянов Д. В. Mathcad 14. СПб.: БХВ-Петербург, 2007. 704 с.

Б. А. ГОРДЕЕВ, д-р техн. наук (ИПМ РАН, г. Н. Новгород), А. В. ЛЕОНТЬЕВА, канд. техн. наук (ННГУ им. Н. И. Лобачевского, г. Н. Новгород), e-mail: aleonav@mail.ru

Устойчивая синхронизация систем из двух и трех двигателей, установленных на общем основании¹

Рассматривается устойчивость стационарных режимов синхронизации, возникающих самопроизвольно при работе установленных на общем основании двух и трех асинхронных электродвигателей с неуравновешенными роторами.

Ключевые слова: синхронизация, метод осреднения, резонанс, стационарный режим, асинхронный электродвигатель.

The stability of stationary modes of synchronization, taking place inadvertently at operation of installed on the same base two or three asynchronous motors with unbalanced rotors, is considered.

Keywords: synchronization, averaging method, resonance, stationery mode, asynchronous motor.

В промышленности и на транспорте часто возникают проблемы, связанные с устойчивой синхронизацией систем. На транспорте это приводит к дополнительному потреблению энергии и увеличению времени переходных процессов. Поэтому устойчивую самопроизвольную синхронизацию роторов двигателей, установленных на общем основании, необходимо исключить [1, 2].

В работе [3] рассмотрена синхронизация роторов двух асинхронных двигателей, установленных на общем вязкоупругом основании (рис. 1). Источник вибрации — асинхронный двигатель с неуравновешенным ротором. Момент инерции ротора I_i . Неуравновешенная масса m_i ротора расположена на расстоянии r_i от его оси. При вращении такого ротора возникает сила инерции, горизонтальная (вертикальная) составляющая которой возбуждает колебания системы. На рис. 1 обозначены: m — масса платформы абсолютно твердого тела с одной степенью свободы, характеризуемой линейным горизонтальным смещением y ; p — коэффициент упругости платформы, связанной с неподвижным основанием (фундаментом); k — коэффициент диссипации основания; m_1 и m_2 — массы эксцентриков с эксцентриситетами r_1 и r_2 соответственно; I_1 , I_2 — моменты инерции роторов при отсутствии дисбаланса; φ_1 , φ_2 — углы поворота роторов, отсчитываемые от оси y .

Математическая модель задачи представляет собой дифференциальные уравнения, описывающие движение колебательной системы, возбуждаемой

неуравновешенным ротором асинхронного электродвигателя:

$$\begin{cases} m\ddot{y} + py - m_1 r_1 (\ddot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 + \dot{\varphi}_1^2 \cos \varphi_1) - \\ - m_2 r_2 (\ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 + \dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_2) = 0; \\ I_1 \ddot{\varphi}_1 + H_1(\varphi_1, \dot{\varphi}_1) - L_1(\varphi_1, \dot{\varphi}_1) - m_1 r_1 \ddot{y} \sin \varphi_1 = 0; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 + H_2(\varphi_2, \dot{\varphi}_2) - L_2(\varphi_2, \dot{\varphi}_2) - m_2 r_2 \ddot{y} \sin \varphi_2 = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Первое уравнение описывает колебания основания, второе и третье уравнения описывают динамику источников возбуждения, т. е. вращения роторов электродвигателей. Считаем, что движущие моменты и моменты сил сопротивления вращению роторов имеют линеаризованный вид соответственно: $L_i(\varphi_i, \dot{\varphi}_i) = M_{0i} - k_{0i} \dot{\varphi}_i$; $H_i(\varphi_i, \dot{\varphi}_i) = k_i \dot{\varphi}_i$, где M_{0i} , k_i и k_{0i} — постоянные параметры, определяемые экспериментально, $i = 1, 2$ [4].

Для исследования модели систему (1) приведем к безразмерному виду: $x = y/r$ и $\tau = \omega_0 t$, где x и τ — новые безразмерные координата и время; r и $1/\omega_0$ — характерные длина и время; $\omega_0 = \sqrt{p/m}$ — собственная частота колебаний платформы ($\omega_0 = 1$). Для сокращения записи обозначим: $\varepsilon = k/(m\omega_0)$; $a_i = (k_i + k_{0i})/I_i \omega_0$; $b_i = M_{0i}/I_i \omega_0^2$; $m_i r_i^2/I_i \approx \mu c_i$; $\kappa_i = r_i/r$; $r = r_1 + r_2$. В качестве малого параметра системы уравнений (1) примем отношение неуравновешенной массы ротора к массе основания $\mu = m_i/m \ll 1$, безразмерный коэффициент диссипации $\varepsilon = \mu d$ считаем величиной малой, d — новый коэффициент диссипации.

Введение малого параметра как отношения массы дисбаланса к колеблющейся массе предложено И. И. Блехманом [5] и В. О. Кононенко [6] для механической системы, состоящей из упругой плат-

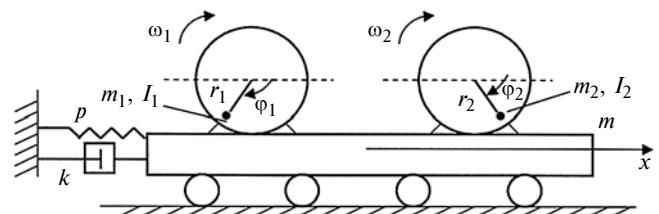


Рис. 1. Физическая модель синхронизации роторов двух асинхронных двигателей, установленных на одной платформе и вращающихся в одном направлении

¹ Работа выполнена при поддержке гранта Российской научного фонда (№ 14-19-01637).

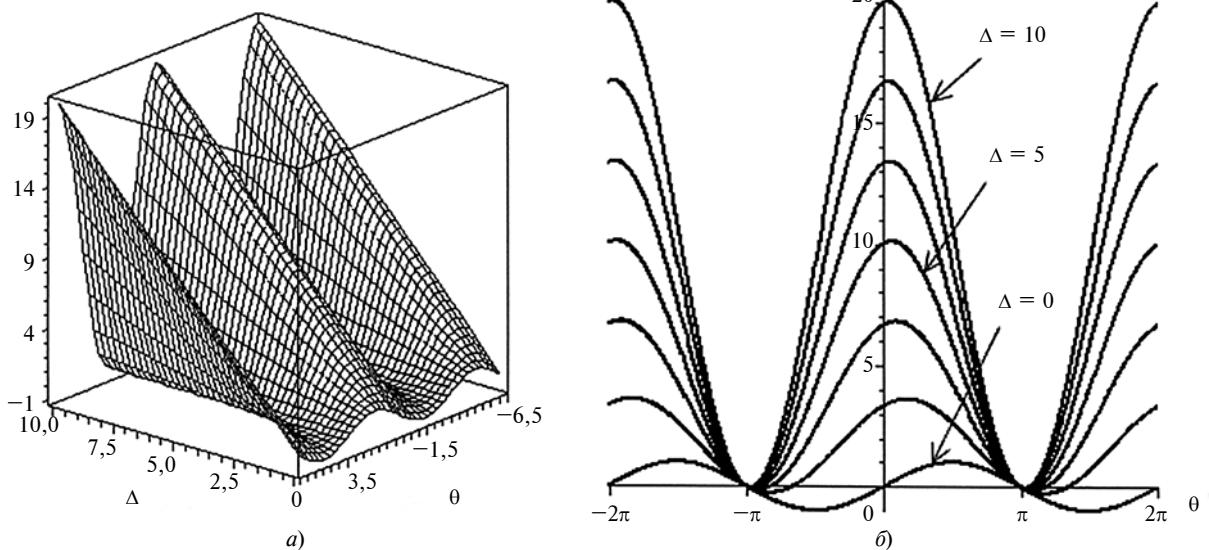


Рис. 2. Поверхность (а) и ее сечения при разных значениях расстройки Δ (б)

формы и взаимодействующего с ней ротора двигателя, колебания которой возбуждаются силами инерции неуравновешенной вращающейся массы. Задача с двумя и более двигателями, установленными на общей платформе, авторами не рассматривалась.

Наличие в системе малого параметра позволяет исследовать ее приближенными методами, наиболее эффективным из которых является метод осреднения, основанный не на приближенном решении точной системы, а на построении приближенной системы, для которой находится, а затем анализируется точное решение. Необходимым предварительным этапом применения метода осреднения является приведение системы в безразмерном виде к стандартной форме [7, 8].

Устойчивость стационарного режима для системы двух двигателей

Для исследования устойчивости найденного стационарного решения использовали критерий Раусса—Гурвица, позволяющий определить необходимые и достаточные условия асимптотической устойчивости:

$$q \cos \theta_0 < 0; \quad (2)$$

$$pk\Delta \cos \theta_0 + m(\Delta + q \sin \theta_0) < 0, \quad (3)$$

$$\text{где } k = \frac{1}{4} \frac{\mu^2 \kappa_1 \kappa_2 \Omega_1^2 \Omega_2^2 (1 + \Omega_1 \Omega_2)}{(\Omega_1^2 - 1)(\Omega_2^2 - 1)},$$

$$m = \frac{1}{4} \frac{\mu^2 d^2}{\Omega_2};$$

$$p = -\frac{1}{4} \mu^2 \sum_{i=1}^2 \frac{(-1)^i \Omega_i c_i^2}{\kappa_i^2 a_i^2 (\Omega_i^2 - 1)};$$

$$q = \frac{1}{2} \mu^2 \frac{c_1}{a_1 \kappa_1} \frac{c_2}{a_2 \kappa_2} \sum_{i=1}^2 \frac{a_i \kappa_i^2 \Omega_i^4}{c_i (\Omega_i^2 - 1)};$$

$\Delta = \Omega_1 - \Omega_2$ — расстройка частот второго порядка малости; Ω_1, Ω_2 — частоты вращения двигателей; θ_0 — медленная фаза.

Так как $q > 0$ при любых параметрах системы, то из неравенства (2) получим значение фазы $\pi/2 < \theta_0 < 3\pi/2$. По условию задачи роторы двигателей вращаются в одном направлении, следовательно, при устойчивом режиме синхронизации единственна возможная разность фаз: $\theta_0 = \pi$. Даные выводы частично подтверждены экспериментом, в котором установлено, что время до полной остановки каждого из роторов двигателей, имеющих одинаковые статические и частотные характеристики и одно направление вращения, из режима синхронизации заметно сокращается по сравнению с временем до полной остановки каждого из независимо работающих друг от друга двигателей. Это позволяет утверждать, что роторы двигателей, вращающиеся в одном направлении, вращаются в противофазах [9].

Левая часть неравенства (3) описывает поверхность, показанную на рис. 2, а, сечения которой при разных значениях расстройки Δ представлены на рис. 2, б. Видно, что при увеличении расстройки Δ область устойчивости сужается, однако устойчивое стационарное решение существует при $\theta_0 = \pi$.

Таким образом, противофазное вращение однородных роторов является устойчивым стационарным режимом работы двигателей, установленных на общем основании.

Устойчивость стационарного режима для системы трех двигателей

В работе [10] рассматривается синхронизация роторов трех асинхронных двигателей, установленных на упругом основании. Физическая и математическая постановки задачи формулируются аналогично случаю с двумя двигателями. После введения безразмерных координаты и времени и малого параметра (отношение неуравновешенной массы ротора к массе основания) систему приведем к стандартной форме и введем быстро вращающиеся фазы. Далее исследуем полученную систему методом осреднения.

Вычислив временное среднее для системы первого приближения и определив точки разрыва полученных функций, находим следующие резонансные прямые: $1 - \Omega_1 = 0$; $1 - \Omega_2 = 0$; $1 - \Omega_3 = 0$. Резонанс между двигателями не обнаружен. Первое приближение не позволяет выявить эффект синхронизации, который устанавливается во втором приближении метода осреднения. Резонансные соотношения, соответствующие случаю, когда в механической системе частоты вращения двигателей близки между собой, но далеки от частоты колебаний платформы, имеют вид: $\Omega_1 - \Omega_2 = 0$ и $\Omega_2 - \Omega_3 = 0$.

Осредненные по быстрым переменным уравнения амплитуды колебаний основания и медленных фаз:

$$\begin{cases} \dot{B} = -k_1 \frac{(\Delta_1 + \Delta_2)}{B} \sin(\theta_1 + \theta_2) - k_2 \frac{\Delta_1}{B} \sin\theta_1 - \\ - k_3 \frac{\Delta_2}{B} \sin\theta_2 + nB; \\ \dot{\theta}_1 = \Delta_1 + q_{11} \sin\theta_1 - p_1 B^2 + q_{12} \sin(\theta_1 + \theta_2) - \\ - q_{13} \sin\theta_1; \\ \dot{\theta}_2 = \Delta_2 + q_{21} \sin\theta_2 - p_2 B^2 + q_{22} \sin(\theta_1 + \theta_2) - \\ - q_{23} \sin\theta_1, \end{cases} \quad (4)$$

где

$$\begin{aligned} k_1 &= \frac{1}{4} \mu^2 \frac{\kappa_1 \kappa_3 \Omega_1^2 \Omega_3^2 (1 + \Omega_1 \Omega_3)}{(\Omega_1^2 - 1)(\Omega_3^2 - 1)}, \\ k_2 &= \frac{1}{4} \mu^2 \frac{\kappa_1 \kappa_2 \Omega_1^2 \Omega_2^2 (1 + \Omega_1 \Omega_2)}{(\Omega_1^2 - 1)(\Omega_2^2 - 1)}, \\ k_3 &= \frac{1}{4} \mu^2 \frac{\kappa_2 \kappa_3 \Omega_2^2 \Omega_3^2 (1 + \Omega_2 \Omega_3)}{(\Omega_2^2 - 1)(\Omega_3^2 - 1)}, \\ p_1 &= \frac{1}{4} \mu^2 \left(\frac{\Omega_1 c_1^2}{\kappa_1^2 a_1^2 (\Omega_1^2 - 1)} - \frac{\Omega_2 c_2^2}{\kappa_2^2 a_2^2 (\Omega_2^2 - 1)} \right); \end{aligned}$$

$$q_{11} = \frac{1}{2} \mu^2 \left(\frac{c_2}{\kappa_2 a_2 (\Omega_1^2 - 1)} \frac{\kappa_1 \Omega_1^4}{\kappa_1^2 a_1 (\Omega_2^2 - 1)} + \frac{c_1}{\kappa_1 a_1 (\Omega_2^2 - 1)} \frac{\kappa_2 \Omega_2^4}{\kappa_2^2 a_2 (\Omega_1^2 - 1)} \right);$$

$$q_{12} = \frac{1}{2} \mu^2 \frac{c_1}{\kappa_1 a_1} \frac{\kappa_3 \Omega_3^4}{(\Omega_3^2 - 1)};$$

$$q_{13} = \frac{1}{2} \mu^2 \frac{c_2}{\kappa_2 a_2} \frac{\kappa_3 \Omega_3^4}{(\Omega_3^2 - 1)};$$

$$p_2 = \frac{1}{4} \mu^2 \left(\frac{\Omega_2 c_2^2}{\kappa_2^2 a_2^2 (\Omega_2^2 - 1)} - \frac{\Omega_3 c_3^2}{\kappa_3^2 a_3^2 (\Omega_3^2 - 1)} \right);$$

$$q_{21} = \frac{1}{2} \mu^2 \left(\frac{c_3}{\kappa_3 a_3 (\Omega_2^2 - 1)} \frac{\kappa_2 \Omega_2^4}{\kappa_2^2 a_2 (\Omega_3^2 - 1)} + \frac{c_2}{\kappa_2 a_2 (\Omega_3^2 - 1)} \frac{\kappa_3 \Omega_3^4}{\kappa_3^2 a_3 (\Omega_2^2 - 1)} \right);$$

$$q_{22} = \frac{1}{2} \mu^2 \frac{c_3}{\kappa_3 a_3} \frac{\kappa_1 \Omega_1^4}{(\Omega_1^2 - 1)};$$

$$q_{23} = \frac{1}{2} \mu^2 \frac{c_2}{\kappa_2 a_2} \frac{\kappa_1 \Omega_1^4}{(\Omega_1^2 - 1)};$$

$$n = \frac{1}{4} \mu^2 \left(\frac{c_1 \Omega_1^2}{a_1 (\Omega_1^2 - 1)} + \frac{c_2 \Omega_2^2}{a_2 (\Omega_2^2 - 1)} + \frac{c_3 \Omega_3^2}{a_3 (\Omega_3^2 - 1)} + \pi d^2 \right).$$

Обозначения те же, что и для двух двигателей, индекс "3" относится к третьему двигателю.

В системе уравнений (4) рабочие частоты двигателей связаны через расстройки частот: $\Delta_1 = \Omega_1 - \Omega_2$ и $\Delta_2 = \Omega_2 - \Omega_3$, а θ_1 , θ_2 — медленные фазы, характеризующие разность быстро вращающихся фаз роторов первого, второго и третьего двигателей.

Для исследования устойчивости стационарных решений составляются уравнения в вариациях, и формулируется проблема собственных значений, которая приводит к характеристическому уравнению третьей степени

$$a_0 \lambda^3 + a_1 \lambda^2 + a_2 \lambda + a_3 = 0, \quad (5)$$

с коэффициентами:

$$a_0 = 1;$$

$$a_1 = -[q_{11} \cos\theta_{10} + q_{21} \cos\theta_{20} + (q_{22} + q_{12}) \cos(\theta_{10} + \theta_{20})];$$

$$\begin{aligned} a_2 &= (q_{21} q_{11} - q_{13} q_{23}) \cos\theta_{10} \cos\theta_{20} + \\ &+ (q_{22} q_{11} + q_{12} q_{23}) \cos\theta_{10} \cos(\theta_{10} + \theta_{20}) + \\ &+ (q_{21} q_{12} + q_{13} q_{22}) \cos(\theta_{10} + \theta_{20}) \cos\theta_{20} - \\ &- 2k_1(p_2 + p_1)(\Delta_1 + \Delta_2) \cos(\theta_{10} + \theta_{20}) - \\ &- 2p_2 k_3 \Delta_2 \cos\theta_{20} - 2p_1 k_2 \Delta_1 \cos\theta_{10}; \end{aligned}$$

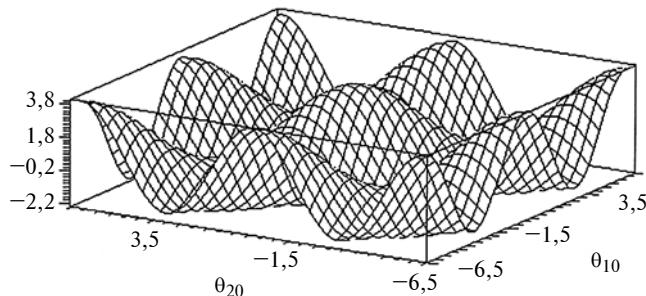


Рис. 3. Поверхность при $\Delta_1 = \Delta_2 = 0$

$$a_3 = 2[k_2\Delta_1(p_1q_{22} - p_2q_{12}) + k_1(\Delta_1 + \Delta_2) \times \\ \times (p_1q_{23} + p_2q_{11})]\cos\theta_{10}\cos(\theta_{10} + \theta_{20}) + \\ + 2[k_3\Delta_2(p_2q_{12} - p_1q_{22}) + k_1(\Delta_1 + \Delta_2)(p_2q_{13} + p_1q_{21})] \times \\ \times \cos\theta_{20}\cos(\theta_{10} + \theta_{20}) + 2[k_2\Delta_1(p_2q_{13} + p_1q_{21}) + \\ + k_3\Delta_2(p_1q_{23} + p_2q_{11})]\cos\theta_{10}\cos\theta_{20}.$$

Далее для нахождения областей устойчивости использовали критерий Рауса—Гурвица, который показывает, что для устойчивого движения необходимо и достаточно выполнить следующие условия:

$$\left\{ \begin{array}{l} a_0 > 0; \\ \Delta_{(1)} = a_1 > 0; \\ \Delta_{(2)} = \begin{vmatrix} a_1 & a_3 \\ a_0 & a_2 \end{vmatrix} = a_1a_2 - a_0a_3 > 0; \\ \Delta_{(3)} = \begin{vmatrix} a_1 & a_3 & 0 \\ a_0 & a_2 & 0 \\ 0 & a_1 & a_3 \end{vmatrix} = a_3\Delta_{(2)} > 0, \end{array} \right. \quad (6)$$

эквивалентные неравенствам: $a_0 > 0$, $a_1 > 0$, $a_2 > 0$, $a_3 > 0$, $a_1a_2 - a_0a_3 > 0$, справедливыми для характеристического уравнения (5) и представляющим собой условия устойчивости (здесь $\Delta_{(i)}$ — обозначение определителя).

Левая часть второго неравенства уравнений (6) описывает поверхность, представленную на рис. 3, при построении которой считали, что расстройки по частоте всех трех двигателей равны нулю ($\Delta_1 = \Delta_2 = 0$). Рассматривая поверхность в плоскости медленных фаз, можно найти области устойчивости, которые расположены за пределами замкнутых контуров; при увеличении одной из расстроек (Δ_1 или Δ_2) область устойчивости показана на рис. 4, а, б, при одновременном изменении расстроек Δ_1 и Δ_2 — на рис. 4, в.

Сечения поверхности плоскостями $\theta_{20} = 0$ и $\theta_{20} = \pi$ при фиксированном значении расстройки $\Delta_2 = 0$ и изменении расстройки Δ_1 показаны на рис. 5. При увеличении Δ_1 область устойчивости расширяется по оси θ_{10} . При $\Delta_2 = 10$ в сечении поверхности плоскостью $\theta_{20} = 0$ получаем кривую, аналогичную обозначенной сплошной линией на рис. 5; амплитуда кривой уменьшается, а область устойчивости расширяется по оси θ_{10} .

При рассмотрении сечений $\theta_{10} = 0$ и $\theta_{10} = \pi$ получаем кривые, показанные на рис. 6. При фиксированном значении $\Delta_2 = 0$ и увеличении Δ_1 область устойчивости сужается по оси θ_{20} , превращаясь в точку. При фиксированном значении $\Delta_2 = 10$ и изменении Δ_1 сечения $\theta_{10} = 0$ показаны сплошными линиями (рис. 7), область устойчивости ведет себя неоднозначно. При фиксированном значении $\Delta_2 = 20$ и изменении Δ_1 сечения $\theta_{10} = 0$ показаны на рис. 7 штриховыми линиями, которые опустили

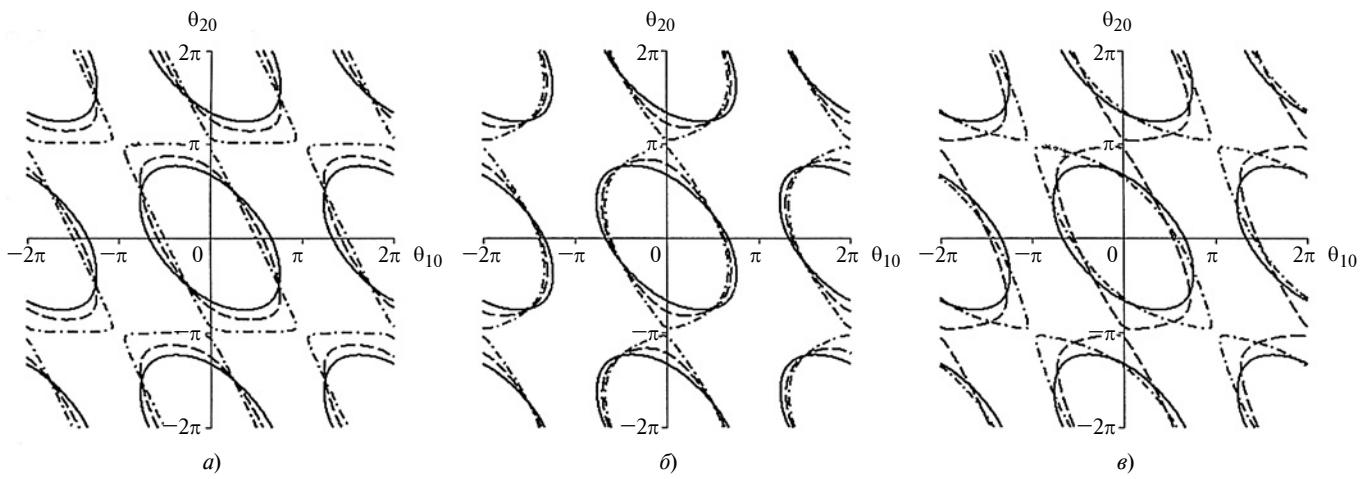


Рис. 4. Области устойчивости стационарных режимов:

а) $\Delta_1 = 0, 10, 20$ при $\Delta_2 = 0$ — линии соответственно сплошная, штриховая и штрихпунктирная; б) $\Delta_2 = 0, 10, 20$ при $\Delta_1 = 0$ (линии те же); в) $\Delta_1 = \Delta_2 = 0, 10, 20$ (линии те же)

по оси ординат на 0,005. При увеличении Δ_1 область устойчивости расширяется по оси θ_{20} .

Таким образом, режим синхронизации, определяемый резонансным соотношением $\Omega_1 - \Omega_2 = 0$, обнаруженный во втором приближении, является устойчивым стационарным режимом, более того — режимом фазовой синхронизации (синхронно-противофазный) двух двигателей, установленных на общем вязкоупругом основании, роторы которых вращаются в одном направлении. Для системы трех несбалансированных двигателей, работающих в ре-

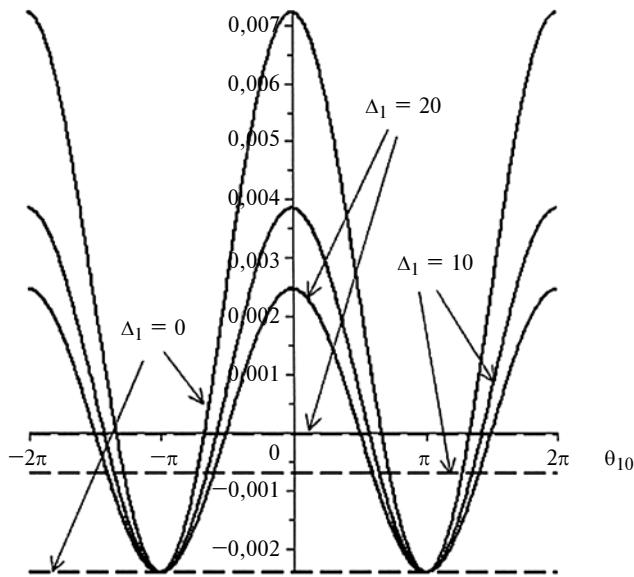


Рис. 5. Поверхности в сечениях плоскостями $\theta_{20} = 0$ (сплошная линия) и $\theta_{20} = \pi$ (штриховая линия) при $\Delta_2 = 0$

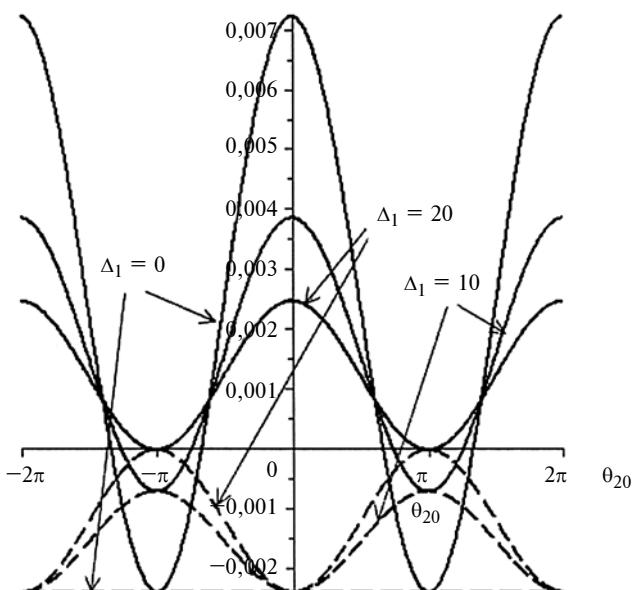


Рис. 6. Поверхности в сечениях плоскостями $\theta_{10} = 0$ (сплошная линия) и $\theta_{10} = \pi$ (штриховая линия) при $\Delta_2 = 0$

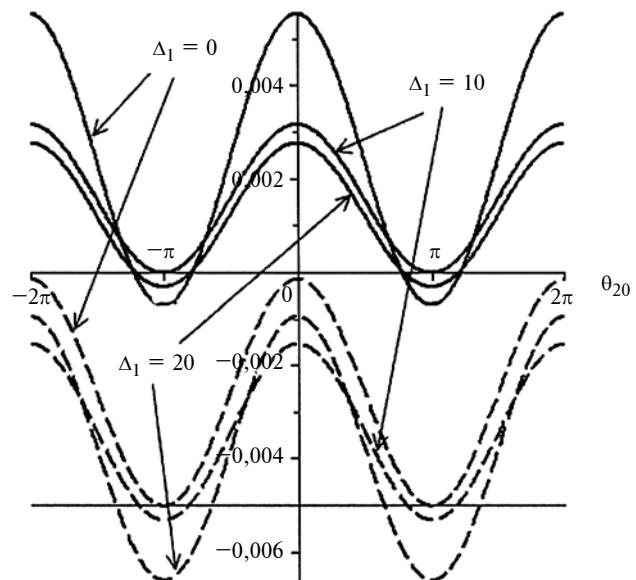


Рис. 7. Поверхности в сечениях плоскостью $\theta_{10} = 0$ при $\Delta_2 = 10$ (сплошная линия) и $\Delta_2 = 20$ (штриховая линия)

жиме самосинхронизации (стационарный режим): $\Omega_1 - \Omega_2 = 0$, $\Omega_2 - \Omega_3 = 0$ выявлены области неустойчивости стационарных режимов колебаний для двигателей равной мощности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Применение гидравлических виброопор в синхронизующихся механических системах / Б. А. Гордеев, А. Б. Гордеев, Д. А. Ковригин, А. В. Леонтьева // Приволжский научный журнал. 2009. № 3. С. 49–53.
2. Причины возникновения синхронизации в рельсовом транспорте / Б. А. Гордеев, А. Б. Гордеев, Д. А. Ковригин, А. В. Леонтьева // Приволжский научный журнал. 2009. № 4. С. 47–53.
3. Гордеев Б. А., Ковригин Д. А., Леонтьева А. В. Синхронизация вращения роторов двух двигателей на упругом основании // Вестник машиностроения. 2011. № 10. С. 3–7.
4. Блехман И. И. Синхронизация динамических систем. М.: Наука, 1971. 896 с.
5. Блехман И. И. Самосинхронизация вибраторов некоторых вибрационных машин // Инженерный сборник АН СССР. 1953. Т. 16. С. 75–80.
6. Кононенко В. О. Колебательные системы с ограниченным возбуждением. М.: Наука, 1964. 254 с.
7. Журавлев В. Ф., Климов Д. М. Прикладные методы в теории колебаний. М.: Наука, 1988. 328 с.
8. Гордеев Б. А., Леонтьева А. В. Исследование работы двух асинхронных двигателей, установленных на упругом диссипативном основании // Вестник машиностроения. 2012. № 5. С. 19–23.
9. Экспериментальные исследования сопутствующих эффектов при синхронизации двух двигателей на упругом основании / Б. А. Гордеев, А. В. Леонтьева, А. Н. Осмехин и др. // Вестник машиностроения. 2013. № 6. С. 39–42.
10. Гордеев Б. А., Леонтьева А. В. Задача о вращении трех асинхронных двигателей на упругом основании // Вестник машиностроения. 2012. № 9. С. 32–40.

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

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

УДК 539.621:621.763

Л. Ш. ШУСТЕР, д-р техн. наук, Р. Р. КАМАЛЕТДИНОВА (Уфимский государственный авиационный технический университет), e-mail: okmim@ugatu.ac.ru

Влияние свойств материала деталей трибосопряжений на их изнашивание

Исследовано изнашивание прямых и обратных пар трения из жаропрочного сплава и керамико-металлического материала на основе карбида титана. Установлено, что в обратных парах трения изнашивание большей поверхности обусловлено адгезионно-усталостными процессами. В прямых парах трения изнашивание значительное из-за абразивно-механического изнашивания.

Ключевые слова: пара трения, адгезионно-усталостное изнашивание, абразивно-механическое изнашивание, керамико-металлический материал, интенсивность изнашивания, оксид.

The wear of direct and reverse friction pairs from heat-resistant alloy and cermet on the base of titanium carbide is studied. It is determined, that in reverse friction pairs the wear of the larger surface is conditioned by adhesion-fatigue processes. In direct friction pairs the wear is more intensive due to abrasive-mechanical wear.

Keywords: friction pair, adhesion-fatigue wear, abrasive-mechanical wear, cermet, wear rate, oxide.

Достижения в трибологии, направленные на снижение изнашивания сопряженных деталей, повышают ресурс и надежность изделий, улучшают их функциональные характеристики, снижают энергетические затраты при эксплуатации. Перспективным направлением в совершенствовании узлов трения является использование керамико-металлических материалов (далее керметы), в том числе на основе карбида титана (TiC) [1] с нанесением на них износостойких покрытий [2].

В узле трения изнашиванию подвергаются все контактирующие детали. Каждая деталь является причиной изнашивания другой детали. В зависимости от твердости и размеров контактирующих поверхностей пары трения условно можно разделить на прямые и обратные [3]. В прямой паре трения

большая поверхность имеет меньшую твердость, в обратной паре трения — большую твердость.

Свойства материалов деталей пары трения оказывают значительное влияние на работоспособность узла трения.

Цель данной работы — исследование и определение закономерностей формирования износов в парах трения из жаропрочного сплава, кермета и при использовании износостойкого покрытия.

В данном исследовании при определении вида пары трения принимаем, что большая поверхность трения принадлежит образцу, а меньшая — индентору.

Эксперименты по изнашиванию выполняли на трибометре NANOVEA TRB по схеме шар—диск. В качестве дисков использовали образцы диаметром 25 мм и толщиной 5÷7 мм, в качестве шаров — сферические инденторы радиусом 2,5÷3 мм. Образцы и инденторы изготавливали из жаропрочного сплава ЖС6У и кермета на основе карбида титана TiC-ЖС6У без покрытий и с износостойким покрытием Zr-Ti-N-C.

Эксперименты проводили при нормальном нагружении $F = 2$ Н и постоянной скорости скольжения $v = 0,15$ м/с. Диаметр поверхности трения на диске (образце) составлял 6 мм.

Число циклов воздействий для пар трения составляло $N \approx 15\,000$, путь трения $l = 280\div290$ м.

Испытания проводили без смазочного материала при нормальной температуре окружающей среды (23÷25 °C) и относительной влажности 50 %. Перед началом испытаний поверхности образцов и инденторов обрабатывали спиртом и просушивали. Результаты трибологических испытаний получали как среднее значение по трем экспериментам.

Изнашивание образцов определяли по потере объема материала при испытании: $V_{из} = m/\gamma$, где

$V_{из}$ — объем изношенного материала; m — масса износа; γ — плотность материала.

Массу образцов до и после испытаний измеряли на электронных весах METTLER TOLEDO с точностью измерения 10^{-6} г.

Износостойкость образцов оценивали линейной интенсивностью изнашивания: $K = h_r/N$, где h_r — линейный износ; N — число циклов воздействий, т. е. износ за одно воздействие.

Линейный износ h_r вычисляли по объему $V_{из}$ и площади контакта, измеренной с помощью оптического микроскопа OLYMPUS GX51.

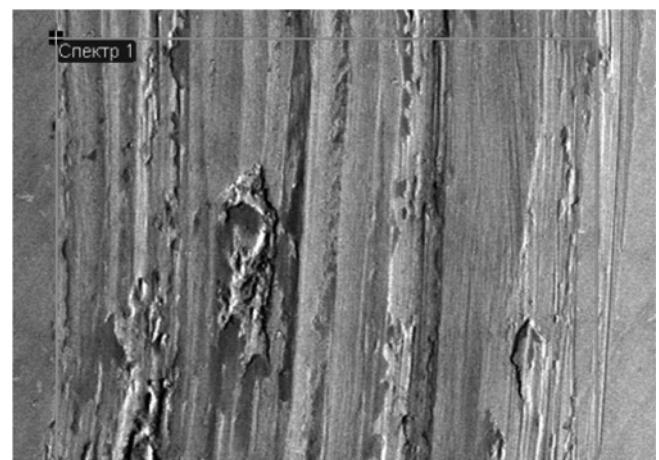
Морфологию поверхностей образцов анализировали с помощью сканирующего микроскопа JSM-6490LV. На растровом электронном микроскопе получали объемное изображение поверхности и оценивали ее качество.

Для нанесения на образцы износостойкого покрытия высотой 15 мкм использовали ионно-плазменную вакуумную камерную установку ННВ-6,6-И1.

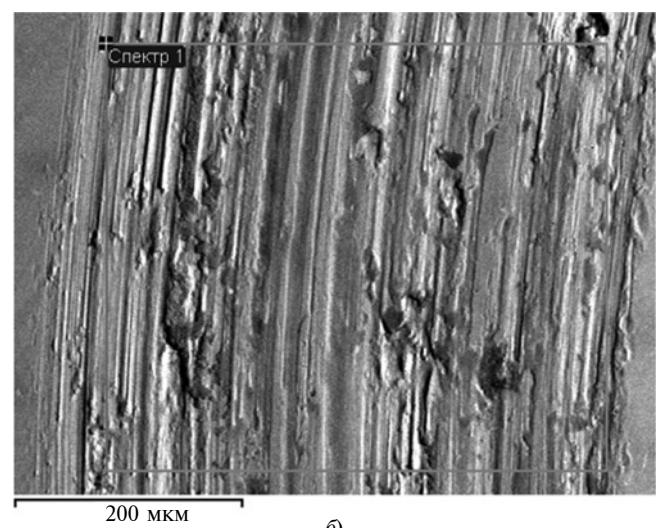
Полученные результаты экспериментальных исследований по изнашиванию приведены в табл. 1, анализ которых показал, что при использовании индентора из ЖС6У все исследованные пары трения были обратными. С увеличением твердости образцов (использование керметов и износостойкого покрытия) интенсивность изнашивания образца снижалась. При использовании в качестве изнашивающего элемента пары трения из кермета TiC-ЖС6У, а также кермета TiC-ЖС6У с покрытием все пары трения становились прямыми. При использовании индентора из кермета TiC-ЖС6У без покрытия интенсивность изнашивания образцов уменьшалась с повышением их твердости (аналогично обратным парам трения). Однако интенсивность изнашивания была значительно выше, чем у обратных пар трения (см. табл. 1).

Если в качестве инденторов использовали керметы с износостойким покрытием, интенсивность изнашивания образцов значительно снижалась. Лучшую износостойкость имел образец из кермета TiC-ЖС6У в паре с индентором из TiC-ЖС6У с износостойким покрытием Zr—Ti—N—C.

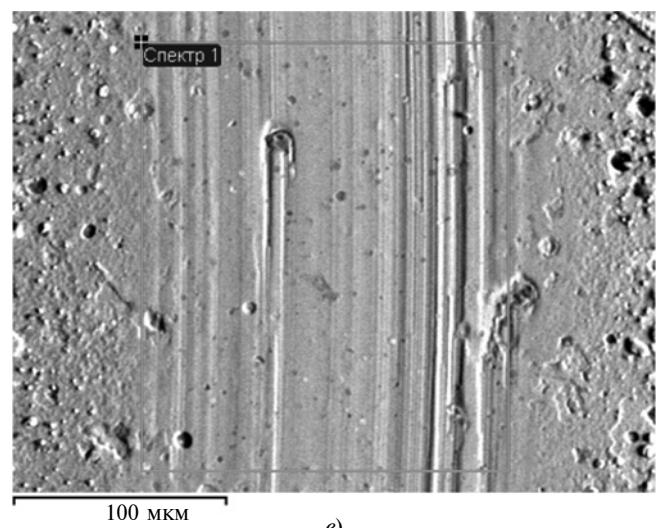
Были исследованы поверхности образцов разных пар трения (рисунок), в табл. 2 приведены их химические составы после работы пары трения. В обратной паре трения (см. рисунок *a*) поверхности образцов с большей твердостью кроме вырывов (питингов), характерных для адгезионно-усталостного изнашивания, имели углубления и царапины, что характерно для абразивно-механического изнашивания [3].



a)



б)



в)

Фотографии поверхностей образцов после работы пар трения:
а — образец и индентор из сплава ЖС6У; *б* — образец из сплава ЖС6У, индентор из кермета TiC-ЖС6У; *в* — образец из кермета TiC-ЖС6У с покрытием Zr—Ti—N—C, индентор из кермета TiC-ЖС6У с покрытием Zr—Ti—N—C

Интенсивность изнашивания образцов $K, 10^{-6}$ мкм/цикл

Материал образца (тврдость, МПа)	Индентор (тврдость, МПа)		
	ЖС6У (550)	TiC-ЖС6У (1597)	TiC-ЖС6У + Zr-Ti-N-C (3420)
ЖС6У (567)	320	699	10,3
TiC-ЖС6У (1271)	100	310	2,3
TiC-ЖС6У + Zr-Ti-N-C (2060)	78	88	5,1

В прямой паре трения с индентором из кермета TiC-ЖС6У без покрытия (см. рисунок *б*) глубина и число царапин на поверхности образца больше, что указывает на увеличение абразивно-механического изнашивания, т. е. изнашивание образца из ЖС6У при использовании индентора из кермета TiC-ЖС6У в 2 раза выше, чем при контакте с индентором из ЖС6У. Кермет TiC-ЖС6У в отличие

от сплава ЖС6У имел неоднородную структуру [1], что обусловлено твердой основой из карбида титана, которая, внедряясь в более мягкий образец, интенсифицирует абразивно-механическое изнашивание.

Износостойкое покрытие на инденторе из керметов защищает образец от твердых частиц основы TiC и уменьшает абразивно-механическое изнашивание (см. рисунок *в*).

На поверхностях трения со следами абразивно-механического изнашивания (см. рисунок, *а* и *б*) обнаружены локальные участки, в которых имелся кислород, т. е. при работе пары трения образовывалась вторичная структура в виде оксидных пленок, которые, находясь на поверхности образца, предохраняют ее от изнашивания. Однако при отрыве от поверхности ввиду высокой их твердости они сами становятся абразивом и повышают изнашивание [3].

Отсутствие царапин и кислорода на изношенной поверхности кермета, контактирующей с индентором с покрытием (см. рисунок *в*), указывает на то, что при абразивно-механическом изнашивании менее твердый материал образует оксидные пленки.

Таким образом, установлено, что наибольшей износостойкостью обладает прямая пара трения скольжения из кермета с износостойким покрытием.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Мамлеев Руст. Ф., Мамлеев Раф. Ф., Науширванов Р. Г. Изделия из высокотемпературных керметов TiC-Me для нефтепереработки и нефтехимии // Нефтепереработка и нефтехимия. 2010. № 4. С. 33–38.
2. Покрытия и смазка в высокотемпературных подвижных сопряжениях и металлообработке / Л. Ш. Шустер, Н. К. Криони, В. Ю. Шолом, М. Ш. Мигранов. М.: Машиностроение, 2008. 318 с.
3. Доценко А. Н., Буяновский И. А. Основы триботехники. М.: Инфра-М, 2014. 336 с.

Примечание. В скобках приведена твердость в МПа.

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 621.787.6.004.942

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

Сплайновая оценка распределения параметров качества поверхностного слоя при виброударном упрочнении

Исследованы сплайновые распределения скорости соударений частиц инструментальной среды с деталью, параметра шероховатости и сжимающих остаточных напряжений в поверхностном слое при виброударном упрочнении верхнего стыкового профиля нервюры крыла. Использовали метод фазовых траекторий и дискретных элементов при отсутствии кинематических удерживающих связей между частицами вибрирующей инструментальной среды, деталью и вибростанком.

Ключевые слова: виброударное упрочнение, поверхностный слой, сплайновое формирование, математическое моделирование, параметры качества.

The spline distributions of impact rate of tool medium particles with a part, roughness parameter and compression residual stresses in surface layer at vibroimpulsive strengthening of upper butt profile of a wing rib are investigated. The phase trajectory and discrete element methods are used at absence of kinematic bilateral constraints between particles of a vibrating tool medium, a part, and a vibration machine tool.

Keywords: vibroimpulsive strengthening, surface layer, spline formation, mathematical modeling, quality parameters.

Особенностью процессов виброударного упрочнения является отсутствие кинематических удерживающих связей между вибрирующей инструментальной средой и обрабатываемой деталью. В результате технологическая система приобретает нелинейные зависимости между режимными параметрами виброупрочняющего станка (амплитуда, частота, форма траектории), динамическими параметрами инструментальной среды (фаза, скорость и энергия соударений) и параметрами качества поверхностного слоя (шероховатость, сжимающие остаточные напряжения, наклеп, величина съема металла). В этих условиях при использовании осредненных показателей качества нельзя добиться высоких технологических результатов без учета распределения параметров качества на разных участках (сплайнах) поверхностей детали.

При эффективном виброударном упрочнении шероховатость поверхности можно снизить в 2–3 раза. При этом в поверхностном слое формируются сжимающие остаточные напряжения, обра-

зуется наклеп, что в 2 раза повышает долговечность детали [1].

Виброударное упрочнение осуществляется следующим образом. Под действием интенсивных колебаний частиц инструментальной среды система приобретает вязкопластические свойства и способность сопрягаться со сложными поверхностями детали, закрепленной в контейнере. В результате периодических соударений частиц со всеми участками поверхностей детали образуются локальные пластические отпечатки, число и плотность распределения которых по мере обработки возрастает. В итоге они образуют сплошной упрочненный поверхностный слой со сжимающими остаточными напряжениями и наклепом, шероховатость поверхности снижается.

Технологическая проблема виброударного упрочнения состоит в снижении до нормативно допустимых значений погрешностей формы длинномерной детали, возникающих из-за неравномерного формирования остаточных напряжений на разных ее участках, которые невозможно оценить при осредненной оценке параметров качества. Например, допустимые погрешности формы верхнего стыкового профиля нервюры крыла: в плоскости $YZ = 4,5$ мм и в плоскости $XZ = 3,5$ мм на длине 5650 мм; в плоскости $YX = 1$ мм на длине 325 мм; параметр шероховатости $R_z = 12,5$ мкм; сжимающие остаточные напряжения первого рода $\sigma_0 = 250 \div 320$ МПа; наклеп составляет $5 \div 7\%$ [2].

Научная задача — разработать метод математического моделирования оценки распределения параметров качества поверхности слоя на разных участках деталей сложных форм, прошедших виброударное упрочнение, при отсутствии кинематических связей между инструментальной средой и деталью.

Актуальность задачи обусловлена тем, что усталостное разрушение деталей, работающих при максимальном снижении массы детали и ограниченном запасе прочности, начинается, как правило, с поверхности слоя, а неравномерность остаточных напряжений в длинномерной детали, например в стыковом поясе нервюры, вызывает коробление.

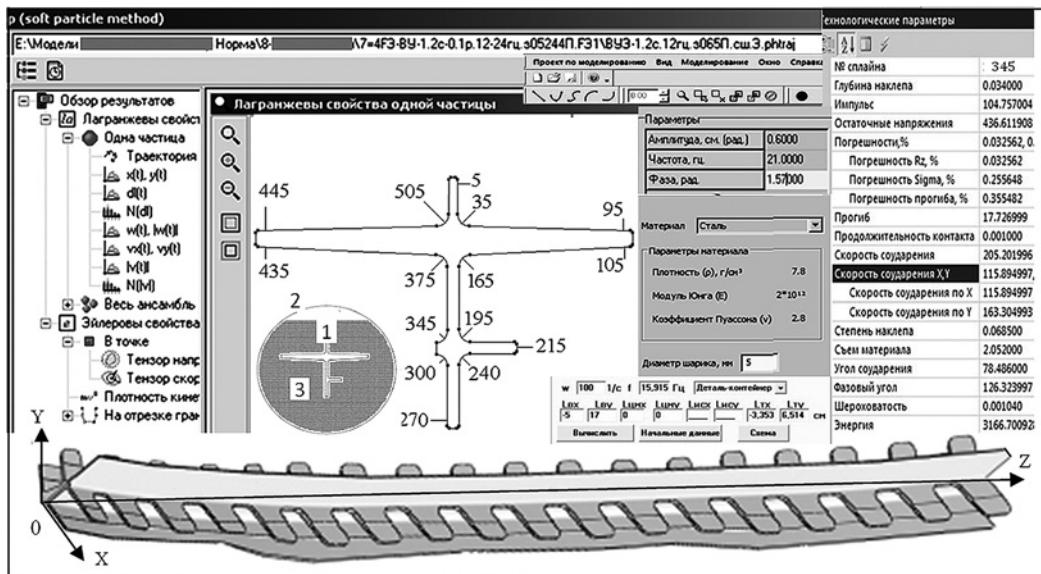


Рис. 1. Фрагмент компьютерного сплайнового моделирования процесса виброударного упрочнения верхнего стыкового профиля нервюры крыла

Цель исследования — теоретически и экспериментально подтвердить возможность оценки формирования шероховатости поверхности, сжимающих остаточных напряжений и наклена на конечно малых участках (сплайнах) в результате виброударного упрочнения поверхностей детали с указанием их координат в условиях отсутствия удерживающих кинематических связей между инструментальной средой, деталью и вибростанком.

Объект исследований — процесс виброударного упрочнения верхнего стыкового профиля нервюры крыла самолета Ил-96-300М, изготовленного из высокопрочного алюминиевого сплава 1163Г, после чистового фрезерования.

На рис. 1 представлен результат компьютерного сплайнового моделирования виброударного упрочнения верхнего стыкового профиля нервюры крыла самолета. Длина стыкового профиля — 5650 мм, профиль имеет переменный радиус кривизны в плоскости YZ , высота профиля — 256 мм, ширина — 325 мм, толщина полок — 9÷17 мм. Диаметр контейнера — 520 мм, длина — 6000 мм. Стыковой профиль нервюры 1 (см. рис. 1) жестко закрепляется в контейнере 2, объем между ними заполняется на 75 % инструментальной среды 3. Деталь и контейнер совершают вынужденные колебания по круговой траектории в плоскости XY с амплитудой $A = 4 \div 6$ мм и частотой $\omega = 132 \text{ c}^{-1}$ (ω_+ — по часовой, ω_- — против часовой стрелки). Исходная шероховатость стыкового профиля после чистового фрезерования $R_{z_{\text{ис}}}$ 25^{+10}_{-5} мкм. В поверхностном слое профиля возникают растягивающие напряжения. На поверхности детали имеются подрезы глубиной до 0,2 мм и более, которые образуются в результате изменения направления подачи концевой фрезы, на острых кромках — заусенцы.

Предметы исследований — закономерности распределения динамических параметров соударений частиц инструментальной среды с поверхностью вибрирующей детали; технологические параметры качества поверхностного слоя; погрешность моделирования.

Метод исследований — прямое компьютерное сплайновое моделирование [3] на основе фазовых траекторий и дискретных элементов с использованием программы VibroImpact-3D [4], идеологии NVidia CUDA [5] для вычислений с распараллеливанием. Эксперимент выполняли на натурном макете стыкового профиля нервюры с использованием плоских образцов-свидетелей (пластины Альмена).

Из-за большой длины стыкового профиля нервюры моделирование выполняется методом характерных сечений [6] в программе VibroImpact-3D с применением 550-ядерных 3D-видеокарт Zotac-GeForce GTX 550. Размерную модель технологической системы "деталь — контейнер — инструментальная среда" строят в масштабе в пакете твердотельного моделирования SolidWorks редакторе 3D-Studio max. По координате Z в плоскости XY строят сечения технологической системы, совпадающие с плоскостью вынужденных колебаний (см. рис. 1). Контур каждого сечения делят на сплайны. Площадь между деталью и контейнером делят на ячейки, которые на 75 % заполняют частицами инструментальной среды с начальными зазорами. Сначала между всеми частицами имеются зазоры δ_0 . Пограничный слой i -х частиц располагается относительно j -х сплайнов детали и контейнера с начальными зазорами $\delta_d > 0$. Координаты вершин каждого сплайна и положения центра масс каждой частицы заносятся в память компьютера.

Задают физико-механические и прочностные свойства материалов детали и частиц, начальные условия и допущения, параметры колебаний (см. рис. 1). При моделировании динамики колебаний системы на основе фазовых траекторий и дискретных элементов используется гипотеза вязкого трения, при моделировании контактных процессов формирования поверхностного слоя — модель сухого ударного трения. Этапы перемещений, взаимодействия частиц и сплайнов регистрируют с тактом 10^{-7} с, результаты хранятся в базе данных.

Системы связанных сплайнов в сечениях детали и контейнера перемещаются по закону:

$$x(t) = A \cos(\omega t);$$

$$y(t) = A \sin(\omega t + \varepsilon),$$

где t — время; ε — фаза перемещений.

Под действием сил гравитации частицы опускаются вниз со скоростью $v_{iq} = \sqrt{2gh}$ до выборки заров, когда между сплайнами поверхности детали и контейнера с частицами происходят соударения.

Система уравнений движения i -й частицы моделируемого ансамбля [3]:

$$\begin{cases} \dot{x}_i = \dot{u}_i; \\ \dot{u}_i = \left(\sum_{j=1}^h F_n^p_j + \sum_{j=1}^h F_\tau^p_j + \sum_{k=1}^h F_n^s_{ik} + \sum_{k=1}^h F_\tau^s_{ik} \right) m_i^{-1}. \end{cases}$$

Здесь $\dot{x}_i = \dot{u}_i$ — вектор скорости перемещения центра частицы; F_n^p и F_τ^p — нормальная и тангенциальная составляющая контактной силы между частицами; F_n^s и F_τ^s — нормальная и тангенциальная составляющая контактной силы между частицей и сплайном; j — индекс сплайна детали, контактирующей с i -й частицей, k — индекс сплайна контейнера, контактирующего с i -й частицей; n — число контактирующих частиц; h — число сплайнов, контактирующих с i -й частицей; m — масса частицы.

Влиянием инструментальной среды на колебания детали и контейнера, а также вращением частиц пренебрегаем. Форма поверхностей задается при построении модели. Записывают систему векторных и скалярных уравнений перемещения частиц, сил соударений i -х частиц с j -ми сплайнами согласно модели Герца, гипотез сухого и вязкого ударного трения.

Дискретность решения уравнений перемещений сплайнов и частиц составляет 10^{-7} с.

Пошаговые координаты центров всех частиц и сплайнов, момент и время дискредитации шагов заносят в базу данных. Выполняют статистический анализ, оценку погрешностей, автоматизированное построение эпюр, графиков и гистограмм в программе AutoEpure, визуализируют развитие процесса в динамике. При моделировании в каждом из

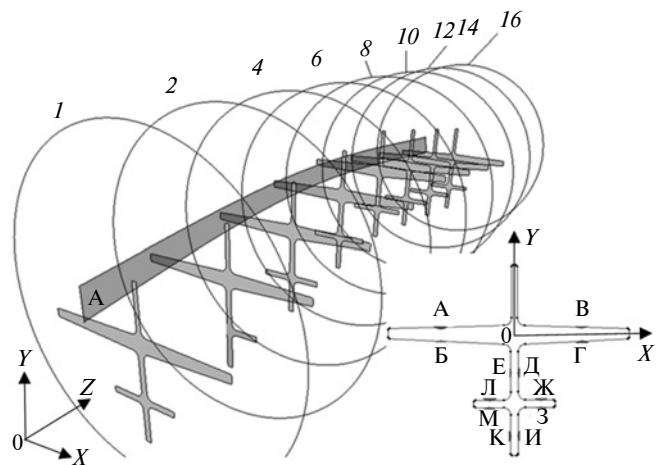


Рис. 2. Расположения 12 продольных сечений А—М в плоскости ZY и 16 поперечных сечений 1—16 в плоскости XY верхнего стыкового профиля нервюры крыла

18 сечений используют: 551÷612 сплайнов детали; 420 сплайнов контейнера; 3840, 4800, 6000 частиц соответственно диаметром 6; 5 и 4 мм.

Эксперимент предусматривает определение шероховатости и остаточных напряжений в плоских образцах-свидетелях из стали 30ХГСН2А на натурном размерном макете стыкового профиля.

Продольные сечения А—М в плоскости ZY и поперечные сечения 1—16, расположенные в плоскости XY стыкового профиля, представлены на рис. 2. Плоские образцы закрепляют на пересечении продольных и поперечных сечений. В каждом из 16 поперечных сечений закреплены 12 образцов. Каждому образцу присваивают буквенно обозначение, соответствующее продольному сечению, и цифровое обозначение, соответствующее поперечному сечению. Например, образец А2 закреплен на макете стыкового профиля на пересечении продольного сечения А в плоскости ZY и поперечного сечения 2 в плоскости XY .

Для сравнения результатов моделирования с экспериментальными результатами использовали выборки из баз данных расчетных значений параметров, расположенные в площасти закрепленного на макете образца размерами $100 \times 19 \times 1,9$ мм. Координаты сравниваемых сплайнов при моделировании совпадают с координатами крепления плоских образцов (пластин Альмена). Экспериментальные сжимающие остаточные напряжения первого рода σ_0 определяют при одностороннем упрочнении плоских образцов (пластин Альмена), закрепленных на макете детали, с последующим измерением стрелы прогиба и пересчета по формуле [2]

$$\sigma_0 = \frac{4\delta_\sigma EH^2(1 - 3h_\sigma/H)}{3h_\sigma L^2(1 - v)}, \quad (2)$$

где E и v — модуль упругости Юнга и коэффициент Пуассона; L и H — длина и толщина образца; h_{σ} — глубина формирования остаточных напряжений.

Моделирование сплайнового распределения динамических параметров. При каждом шаге интегрирования вычисляются координаты начала (x_{iH}, y_{iH}) и конца (x_{iK}, y_{iK}) перемещений центров всех i -х частиц для начального (t_{iH}) и конечного (t_{iK}) моментов времени.

По координатам и времени определяют скорости перемещений i -х частиц на соответствующем шаге интегрирования:

$$v_{ix} = \frac{x_{iK} - x_{iH}}{t_{iK} - t_{iH}},$$

$$v_{iy} = \frac{y_{iK} - y_{iH}}{t_{iK} - t_{iH}}.$$

Аналогично вычисляют скорость i -й частицы во время t_{τ} соударения:

$$v_{\tau i_x} = \frac{x_{iK} - x_{iH}}{t_{\tau} - t_{iH}} \varepsilon_{\tau ij};$$

$$v_{\tau i_y} = \frac{y_{iK} - y_{iH}}{t_{\tau} - t_{iH}} \varepsilon_{\tau ij}.$$

Векторы скорости перемещения сплайнов поверхностей детали и контейнера при поступательном движении по круговой траектории принимаем постоянными:

$$v_{\Delta} = v_K = A\omega.$$

Скорости перемещения сплайна детали по координатам имеют вид:

$$v_{\Delta x} = v_{Kx} = A\omega \cos \omega t;$$

$$v_{\Delta y} = v_{Ky} = A\omega \sin \omega t.$$

Скорости сплайна детали в момент соударения находим по формуле

$$v_{\Delta \tau ij} = v_{\Delta} \varepsilon_{\tau ij},$$

а скорости соударения i -й частицы с j -м сплайном поверхности детали по формулам:

$$v_{\tau x} = v_{\Delta \tau x} + v_{\tau q x},$$

$$v_{\tau y} = v_{\Delta \tau y} + v_{\tau q y}.$$

Фазовый угол периодических соударений j -м сплайна детали с i -й частицей пограничного слоя инструментальной среды определяет выражение [1]

$$\varepsilon_{\tau ij} \cong \arcsin \frac{2\delta_{qij}}{2A\sqrt{1-\Phi_{ij}(T)}} - \operatorname{arctg} \Phi_{ij}(T) + \pi.$$

Здесь δ_{qij} — амплитуда динамического зазора между i -и частицами и j -м сплайном:

$$\delta_{qij} = \frac{\sum_{i=1}^n (A_{\Delta j} + A_{qj})}{n};$$

$\Phi_{ij}(T)$ — функция переносных колебаний группы частиц:

$$\Phi_{ij}(T) = \frac{\psi_{ij}(T) + \psi_{ij}(0,5T) - \psi_{ij}(0,25T)}{0,5 - \dot{\psi}_{ij}(t) - \dot{\psi}_{ij}(0,5t) - 2/(1-R)},$$

$\dot{\psi}_{ij}(t)$ — первая производная функции $\psi_{ij}(t)$ (t — текущее время); $\psi_{ij}(T)$ — функция относительных виброударных колебаний частиц [1, 2]:

$$\psi_{ij}(T) = \frac{e^{-h_{ij}t} \sin \omega_{0ij} t + e^{-h_{ij}(T-t)} \sin \omega_{0ij}(T-t)}{\omega_{0ij} \left(1 - 2e^{-h_{ij}t} \cos \omega_0 T + e^{-2h_{ij}T} \right)};$$

ω_{0ij} , h_{ij} — собственная частота и коэффициент демпфирования колебаний частиц в вибрирующей инструментальной среде; T — период колебаний.

Энергия периодических соударений j -го сплайна детали с i -й частицей инструментальной среды [1] имеет вид:

$$\Theta_{\tau ij} = \frac{2m_{q\tau ij}(\bar{v}_{\Delta \tau} + \bar{v}_{\tau q})^2}{0,5 - \dot{\psi}(T) - \dot{\psi}(0,5T) - 2/(1-R^2)}.$$

Массу группы i -х частиц инструментальной среды, соударяющихся с j -м сплайном поверхности детали [1], находим как

$$m_{q\tau ij} = m_q + \frac{\rho_{\text{ж}} D_{qij}^2 v_{\tau ij} \tau_{ij}}{\delta_{qij}/0,5 D_{qij}} + \frac{4v_{\tau ij} \tau_{ij}^2 g(G+\alpha)}{2R\delta_{qij}},$$

где m_{qij} и D_{qij} — масса и диаметр частицы; $\rho_{\text{ж}}$ — плотность технологической жидкости; $v_{\tau ij} = \bar{v}_{\Delta \tau} + \bar{v}_{\tau q}$ и τ_{ij} — скорость и время соударения i -й частицы с j -м сплайном поверхности детали; δ_{qij} — амплитуда динамического зазора между частицами j -го сплайна поверхности детали; g — ускорение свободного падения; G и α — квазиупругая жесткость и вибровязкое сопротивление вибрирующей инструментальной среды [1]; R — коэффициент восстановления скорости при косых соударениях.

Собственная частота и коэффициент демпфирования колебаний частиц в вибрирующей инструментальной среде имеют вид:

$$\omega_{0ij}^2 = 2G_{ij}/m_{ij}^*;$$

$$h_{ij} = \frac{\alpha_{ij}}{m_{ij}}, \text{ с}^{-1}.$$

Квазиупругая жесткость G_{ij} и вязкое сопротивление α_{ij} относительного перемещения частиц в вибрирующей инструментальной среде:

$$G_{ij} \cong \frac{m_{\tau_{ij}}}{T^2 n_{ij}} \frac{(1+R^2)}{R - 0,33[(n_{ij}^2 - 1)(1-R)]};$$

$$\alpha_{ij} = \frac{F_{ij}}{v_{ij}}.$$

Амплитуду динамических зазоров между частицами инструментальной среды выразим через коэффициент динамического разрыхления $K_s > 1$ [1]:

$$\delta_{iq} \cong 0,5D_q(K_{is} - 1).$$

Скорости циркуляционных перемещений частиц вибрирующей инструментальной среды невелики ($v_{iq} = (3 \div 20)10^{-4}$ м/с) по сравнению со скоростью соударений ($v_{\tau} = (50 \div 120)10^{-4}$ м/с), поэтому слабо влияют на интенсивность упрочнения. Большие значения v_{iq} соответствуют граничным слоям детали и контейнера. Скорость циркуляции больше влияет на распределение параметров качества поверхности слоя. На скорость v_{iq} и ее направление основное влияние оказывают направление колебаний и их траектория, интенсивность колебаний и форма детали (см. рис. 2, а). При скорости колебаний детали с контейнером меньше 0,4 м/с образуются зоны слабой циркуляции в правой нижней части контейнера. При смене направления колебаний с ω_+ на ω_- распределение плотности энергий и модуля скоростей колебаний частиц зеркально изменяется относительно вертикальной координаты Y .

Удельную плотность кинетической энергии вибрирующей инструментальной среды находим по формуле

$$\mathcal{E}_{\tau_{ij}}^* = \mathcal{E}_{\tau_{ij}}/U_{ic}, \text{ Дж/м}^3.$$

У поверхности детали $\mathcal{E}_{\tau_{ij}}^* = 300 \div 250$ Дж/м³, в верхней части детали $\mathcal{E}_{\tau_{ij}}^*$ меньше.

При равном удалении от детали и контейнера показатель $\mathcal{E}_{\tau_{ij}}^*$ уменьшается до 200 Дж/м³, в верхней части контейнера $\mathcal{E}_{\tau_{ij}}^* \approx 100$ Дж/м³.

При изменении амплитуды колебаний детали с контейнером с $4 \cdot 10^{-4}$ до $6 \cdot 10^{-4}$ м/с скорость ко-

лебания частиц повышается с $(0,5 \pm 0,17) \cdot 10^{-4}$ м/с до $(0,7 \pm 0,21) \cdot 10^{-4}$ м/с, увеличивается число сплайнов с повышенной скоростью. Зависимости скорости v_{τ} и энергии \mathcal{E}_{τ} соударений от амплитуды A_{vd} скорости колебаний детали и амплитуды A_{vc} частиц имеют нелинейный характер. При $A = 5 \cdot 10^{-4}$ м/с; $\omega_+ = 123$ с⁻¹; $A_{vd} = 0,66$ м/с; $A_{vc} \approx 0,5$ м/с скорость соударений значительно меньше их суммы ($v_{\tau} = 0,63$ м/с), так как скорости колебаний в каждом периоде изменяются по закону, близкому к гармоническому, и соударения происходят с разным фазовым углом. Скорость v_{τ} соударений распределется неравномерно. Энергия $\mathcal{E}_{\tau_{ij}}$ соударений зависит от скорости соударений $\bar{v}_{\tau} = (\bar{v}_{dt} + \bar{v}_{ct})^2$ и от массы $m_{\tau_{ij}}$ группы соударяющихся частиц. Эпюры сплайнового распределения скорости $v_{\tau_{ij}}$ и энергии $\mathcal{E}_{\tau_{ij}}$ соударений сплайнов с частицами не рассматриваем.

Относительные погрешности сплайнового распределения скорости $v_{\tau_{ij}}$, времени $t_{\tau_{ij}}$ и энергии $\mathcal{E}_{\tau_{ij}}$ соударений представлены в табл. 1 по 9120 расчетным сплайнам в 16 поперечных сечениях в координатах XY , по 192 расчетным сплайнам и 1900 интерполяционным значениям в 12 продольных сечениях в координатах ZY . Наибольшие погрешности имеют зазоры между частицами, сплайнами детали и частицами, что связано с влиянием гравитационных сил: над поверхностью зазоры меньше, под поверхностью — больше.

Результаты моделирования сплайнового распределения технологических параметров качества. Параметр шероховатости после виброударного упрочнения в j -ом сплайне [2]

$$Rz_j \cong \left[Rz_{ic_j} - k_{Rz} \sqrt{\frac{2\mathcal{E}_{\tau_{ij}}}{\pi HM_d D_q}} \right] Rz(N_{\tau}),$$

где Rz_{ic_j} — исходная в j -ом сплайне; k_{Rz} — коэффициент формы исходного профиля микронеровностей: для фрезерованной поверхности $k_{Rz} = 1,6$; для поверхности после вибоабразивной обработки

Таблица 1
Относительная погрешность сплайнового распределения динамических параметров виброударного упрочнения по результатам моделирования, %
($A = 0,5 \cdot 10^{-2}$ м; $\omega_+ = 123$ с⁻¹; $D_q = 0,5 \cdot 10^{-2}$ м)

Плоскость	$\Delta v_{\tau_{ij}}^*$	$\Delta m_{\tau_{ij}}^*$	$\Delta \delta_{q_{ij}}^*$	$\Delta \delta_{d_{ij}}^*$	$\Delta \varepsilon_{\tau_{ij}}^*$	$\Delta \mathcal{E}_{\tau_{ij}}^*$
XY	20÷28	18÷25	19÷201	92÷112	16÷18	77÷85
ZY	22÷39	14÷17	29÷43	43÷68	7÷12	56÷76

$k_{Rz} = 1,2$; для чистового шлифования и виброударного упрочнения $k_{Rz} = 1$; HM_d — динамическая твердость материала детали; $Rz(N_t)$ — функция снижения шероховатости из-за повторных соударений.

Абсолютная и относительная погрешности для j -го участка поверхности детали составляют:

$$\Delta Rz_j = |Rz_{\text{ном}}| - |Rz_{\text{дст}}|;$$

$$\Delta Rz_j^* = \frac{\Delta Rz_j}{Rz_{\text{ср}}} 100.$$

Сжимающие остаточные напряжения первого рода для j -го сплайна

$$\sigma_{-0j} = 9,81k_{\sigma} \left(\frac{\Theta_{\tau_{ij}}}{\left(\frac{r_d r_q}{r_d + r_q} \right)^3} \right)^{\frac{1}{5}} \left[\frac{1 - v_d^2}{E_d} + \frac{1 - v_q^2}{E_q} \right]^{-\frac{4}{5}} \sigma_{-0}(N_t).$$

Здесь k_{σ} — коэффициент, учитывающий способность материала к образованию остаточных напряжений; r_d и r_q — радиусы детали и частицы; v_d и v_q — коэффициенты Пуассона материала детали и частицы; E_d и E_q — модули упругости для материала детали и инструмента; $\sigma_{-0}(N_t)$ — функция повышения сжимающих остаточных напряжений в результате повторных соударений.

Глубина слоя с остаточными напряжениями

$$h_{\sigma_j} \approx k_{\sigma} 1,54 \sqrt{\frac{32 \Theta_{\tau_{ij}} D_q}{\pi HM_d}} (1,54 - HB \cdot 10^{-5}) h_{\text{ну}}(N_t).$$

Абсолютная погрешность и абсолютная глубина слоя с сжимающими остаточными напряжениями первого рода на j -х участках:

$$\Delta \sigma_{-0j} = |\sigma_{-0H}| - |\sigma_{-0D,j}|, \text{ МПа};$$

$$\Delta h_{\sigma_{-0j}} = |h_{\sigma_{-0H}}| - |h_{\sigma_{-0D,j}}|, \text{ мкм}.$$

Индексы "H", "D" и "C" — означают номинальную, действительную и среднюю величины. Номинальные показатели: шероховатости — $Rz_H = 12,5$ мкм, сжимающие остаточные напряжения $\sigma_{-0H} = 320$ МПа, глубина слоя $h_{\sigma_H} = 250$ мкм, на клеп 5 % [2].

Сплайновое распределение параметра Rz по 574 сплайнам в сечении 2 детали в плоскости XY после виброударного упрочнения неравномерно (рис. 3): 10 % сплайнов имеют шероховатость $Rz_j = 10$ мкм, 60 % сплайнов — $Rz_j = 11$ мкм, 22 % сплайнов — $Rz_j = 12$ мкм, 8 % сплайнов — прочие значения Rz_{ij} . Относительная погрешность шероховатости ΔRz_{ij}^* по 9120 расчетным сплайнам в 16 поперечных сечениях в плоскости XY составляет 42÷45 %.

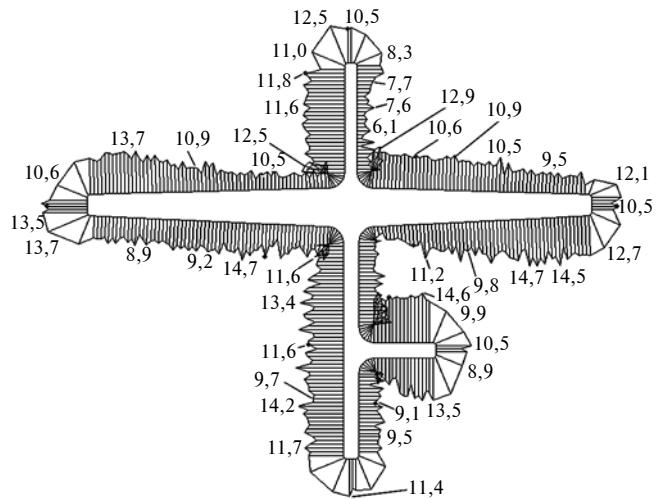


Рис. 3. Сплайновое распределение параметра Rz в поперечном сечении 2 в плоскости XY стыкового профиля при виброударном упрочнении ($Rz_{\text{ис}} = 25^{+15}_{-5}$ мкм; $A = 0,5 \cdot 10^{-2}$ м; $\omega_+ = 123 \text{ с}^{-1}$; $D_q = 0,5 \cdot 10^{-2}$ м)

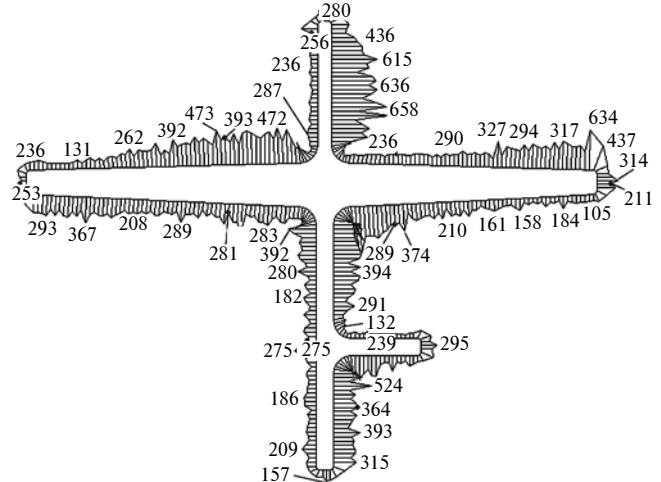


Рис. 4. Сплайновое распределение сжимающих остаточных напряжений σ_{-0ij} в поверхностном слое детали после виброударного упрочнения ($Rz_{\text{ис}} = 25^{+15}_{-5}$ мкм; $A = 0,5 \cdot 10^{-2}$ м; $\omega_+ = 123 \text{ с}^{-1}$; $D_q = 0,5 \cdot 10^{-2}$ м)

Сплайновое распределение сжимающих остаточных напряжений σ_{-0j} в поперечных сечениях (в плоскости XY) неравномерно (рис. 4): 36 % сплайнов имеют сжимающие остаточные напряжения $\sigma_{-0ij} = 350 \div 400$ МПа, 56 % сплайнов — $\sigma_{-0ij} = 400 \div 500$ МПа. Относительная погрешность $\Delta \sigma_{-0j}^*$ по 9120 расчетным сплайнам в 16 поперечных сечениях в плоскости XY составляет 48÷53 %. Для определения сплайнового распределения динамических и технологических параметров в плоскости ZY по длине детали делаются 12 продольных сечений в плоскости ZY , которые пересекают сплайны, расположенные в 16 поперечных сечениях плоскости XY (см. рис. 2).

По значениям параметров сплайнов в продольных сечениях строится зависимость распределения

динамических и технологических параметров качества упрочненного поверхностного слоя по длине стыкового профиля. Пример распределения остаточных напряжений σ_{-0z} в поверхностном слое верхнего стыкового профиля нервюры крыла, полученный моделированием, представлен на рис. 5 (см. обложку). Полученные изображения интерактивны и позволяют изменять положение и наблюдать разные участки.

Относительная погрешность шероховатости ΔRz_{ij}^* в 12 продольных сечениях в плоскости ZY по 192 расчетным сплайнам и 1900 интерполяционным значениям составляет $35\div37\%$, а относительная погрешность $\Delta\sigma_{-0j}^*$ — $39\div45\%$. Причиной погрешностей ΔRz_{ij}^* и $\Delta\sigma_{-0j}^*$ в поперечных и продольных сечениях является неравномерное распределение энергии периодических соударений $\mathcal{E}_{\tau_{ij}}^*$ инструментальной среды с разными участками (сплайнами) поверхностей сложной формы стыкового профиля (см., табл. 1). Погрешность $\Delta\mathcal{E}_{\tau_{ij}}^*$ в поперечных сечениях в плоскости XY достигает $77\div85\%$, в продольных сечениях — $56\div76\%$.

В табл. 2 представлены относительные погрешности теоретических результатов сплайнового распределения параметров качества поверхности слоя при виброударном упрочнении по 9120 расчетным сплайнам в 16 поперечных сечениях в координатах XY и по 192 расчетным сплайнам и 1900 интерполяционным значениям в 12 продольных сечениях в координатах ZY и экспериментальные результаты с реверсом вращения вибратора с ω_+ на ω_- через 30 мин упрочнения.

Эксперименты выполняли на натурном макете стыкового профиля нервюры крыла, на поверхности которого в местах пересечения поперечных сечений в плоскости XY и продольных сечений в плоскости ZY закрепляли плоские образцы-свидетели размерами $100 \times 19 \times 1,9$ мм. Виброударное упрочнение выполняли в инструментальной среде из стальных шариков диаметром 5 мм при $A = 5$ мм

и $\omega_+ = 132 \text{ с}^{-1}$ в течение 60 мин (первый режим) и с однократным изменением направления вращения вибратора с ω_+ на ω_- через 30 мин упрочнения (второй режим). Исходная шероховатость стыкового профиля после чистового фрезерования $Rz_{\text{ис}} = 25^{+10}_{-5}$ мкм.

Экспериментальные погрешности сплайнового формирования параметра Rz_{ij} в поперечных сечениях стыкового профиля без реверса составляет $27\div35\%$, с реверсом — $19\div31\%$; в продольных сечениях без реверса — $24\div29\%$, с реверсом — $17\div28\%$. Экспериментальные погрешности сплайнового формирования остаточных напряжений σ_{-0ij} в поперечных сечениях без реверса составили $28\div43\%$, с реверсом — $17\div41\%$. Относительные погрешности сплайнового распределения шероховатости и остаточных напряжений при виброударном упрочнении с реверсом на $17\div22\%$ меньше, чем погрешности при упрочнении без реверса (см. табл. 2).

Таким образом, подтверждено, что разработанное моделирование виброударного упрочнения позволяет определять закономерности формирования и погрешности параметров качества поверхности слоя на участках (сплайнах) деталей сложной формы.

Виброударное упрочнение с жестким креплением детали сложной формы в контейнере вызывает значительные (от 20 до 40 %) относительные погрешности формирования параметров качества поверхности слоя. Относительную погрешность можно уменьшить равномерным вращением стыкового профиля на $15\div20\%$, однако для длинномерных деталей с малой изгибной жесткостью реализовать его не представляется возможным [7]. Смена направления вращения вибратора с ω_+ на ω_- частично выравнивает технологические параметры в плоскости XY . Наиболее перспективным способом снижения погрешностей является равномерное вращение траектории колебаний, однако для его реализации необходимы вибростанки с программным управлением [2].

Таблица 2

Относительные погрешности теоретического и экспериментального сплайнового формирования параметров и относительные погрешности моделирования, % ($A = 0,5 \cdot 10^{-2}$ м; $\omega_+ = 123 \text{ с}^{-1}$; $D_q = 0,5 \cdot 10^{-2}$ м; $Rz_{\text{ис}} = 25^{+10}_{-5}$ мкм)

Плоскость	Теоретические		Экспериментальные				Моделирование	
			без реверса		с реверсом			
	ΔRz_{ij}^*	$\Delta\sigma_{-0ij}^*$	ΔRz_{ij}^*	$\Delta\sigma_{-0ij}^*$	ΔRz_{ij}^*	$\Delta\sigma_{-0ij}^*$	ΔRz_{mod}^*	$\Delta\sigma_{\text{mod}}^*$
XY	42÷45	48÷53	27÷35	36÷45	19÷31	25÷39	35/54	23/44
ZY	35÷37	39÷45	24÷29	28÷43	17÷28	17÷41	29/43	15/37

Причина. Для погрешности моделирования в числителе приведены упрочнения без реверса вращения вибратора, в знаменателе — с реверсом.

Несовпадения результатов сплайнового моделирования и экспериментов формирования параметров качества поверхностей при виброударном упрочнении без реверса составляют: $\Delta R_{\text{mod}}^* = 29 \div 35 \%$, $\Delta \sigma_{\text{mod}}^* = 15 \div 23 \%$. При отсутствии кинематических связей между инструментальной средой, деталью и станком данные погрешности можно признать удовлетворительными. Компьютерное моделирование с учетом интегральных свойств инструментальной среды [2] имеет погрешность $60 \div 100 \%$. Имитационное моделирование без учета свойств инструментальной среды имеет погрешность — $100 \div 200 \%$.

Преимущество разработанного сплайнового моделирования заключается в том, что кроме осредненной оценки определяется распределение параметров качества на разных участках поверхностного слоя. Кроме параметров качества определяются координаты участков, в том числе с недостаточным упрочнением, что позволяет прогнозировать усталостную прочность и надежность деталей.

УДК 621.941.1:535.31

В. В. ЛАПШИН, Е. М. ЗАХАРЕВИЧ (ОАО "ВНИИИНСТРУМЕНТ"), С. В. ГРУБЫЙ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: grusv@yandex.ru

Технология обработки линейных негативных матриц для линз и призм Френеля¹

Рассмотрены конструктивные особенности линейных негативных матриц для изготовления линейных линз и призм Френеля и требования к оборудованию и режущему инструменту для обработки негативных матриц. Представлена технология изготовления матриц и результаты технологических испытаний.

Ключевые слова: алмазный резец, сверхточная обработка, негативная матрица, линза Френеля, призма Френеля.

The structural features of linear negative matrices for production of linear Fresnel lenses and prisms and the requirements to equipment and cutting tool for processing of negative matrices are considered. The manufacturing technology of matrices and the results of technological tests are presented.

Keywords: diamond cutter, ultra-precision processing, negative matrix, Fresnel lens, Fresnel prism.

Назначение матриц

Сегодня в прецизионном приборостроении и машиностроении находят широкое применение прецизионные детали со структурированными поверх-

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Копылов Ю. Р. Виброударное упрочнение: Моно-графия. Воронеж: ВИМВД РФ, 1999. 386 с.
2. Копылов Ю. Р. Динамика процессов виброударного упрочнения: Монография. Воронеж: ИПЦ "Научная книга", 2011. 569 с. (CD-ROM).
3. Шевцов С. Н. Компьютерное моделирование динамики гранулированных сред в вибрационных технологических машинах. Ростов н/Д: Изд-во СКНЦ ВШ, 2005. 194 с.
4. Св. № 2014617496 об офиц. регистрации программ для ЭВМ: VibroImpact 3D — моделирование процесса виброударного упрочнения.
5. Боресков А. В., Харlamov А. А. Основы работы с технологией CUDA. М.: ДМК Пресс, 2010. 232 с.
6. Копылов Ю. Р., Попов А. А. К проблеме трехмерного моделирования процесса виброударного упрочнения // Тр. 7-й междунар. науч.-техн. конф. "Авиакосмические технологии. АКТ-06". Воронеж, 2006, С. 542—546.
7. Копылов Ю. Р. Особенности виброударного упрочнения длинномерных деталей // Упрочняющие технологии и покрытия. 2008. № 9. С. 17—19.

ностями, например матрицы для изготовления линейных линз и призм Френеля, которые используют в качестве увеличительных линз, коллиматорных линз, а также в качестве концентраторов солнечной энергии [1—3]. Они имеют две базовые конфигурации: линейную и круговую. Первые имеют параллельные канавки, в которых солнечный свет фокусируется в линию [4]. Такие линзы применяют в качестве концентраторов солнечной энергии в фотоэлектрических модулях солнечных батарей космических аппаратов. Применение оптических концентраторов позволяет сократить площадь солнечных элементов и увеличить срок службы батареи, так как концентраторы защищают солнечные элементы от воздействия космической радиации.

В Физико-техническом институте им. А. Ф. Иоффе РАН разработан способ изготовления линз Френеля для концентраторного фотоэлектрического модуля [5], который заключается в изготовлении негативной матрицы и снятии с нее позитивных копий линейной линзы Френеля. Негативную матрицу изготавливают алмазным точением ленты, закрепленной вокруг боковой поверхности барабана. Позитивные копии линейной линзы Френеля изготавливают заполнением жидким силиконовым эластомером зазора между негативной матрицей и плоской стеклянной пластиной. После завершения вулканизации силиконового эластомера готовую линзу отделяют. Данный способ обеспечивает вы-

¹ Работа выполнена в рамках Соглашения № 14.579.21.0042 от 25.08.2014 (RFMEF157914X0042) между ОАО "ВНИИИНСТРУМЕНТ" и Министерством образования и науки РФ по теме "Разработка технологии и оборудования наноразмерной обработки алмазным монокристаллическим и абразивным инструментом оптических материалов в режиме квазипластичного резания".

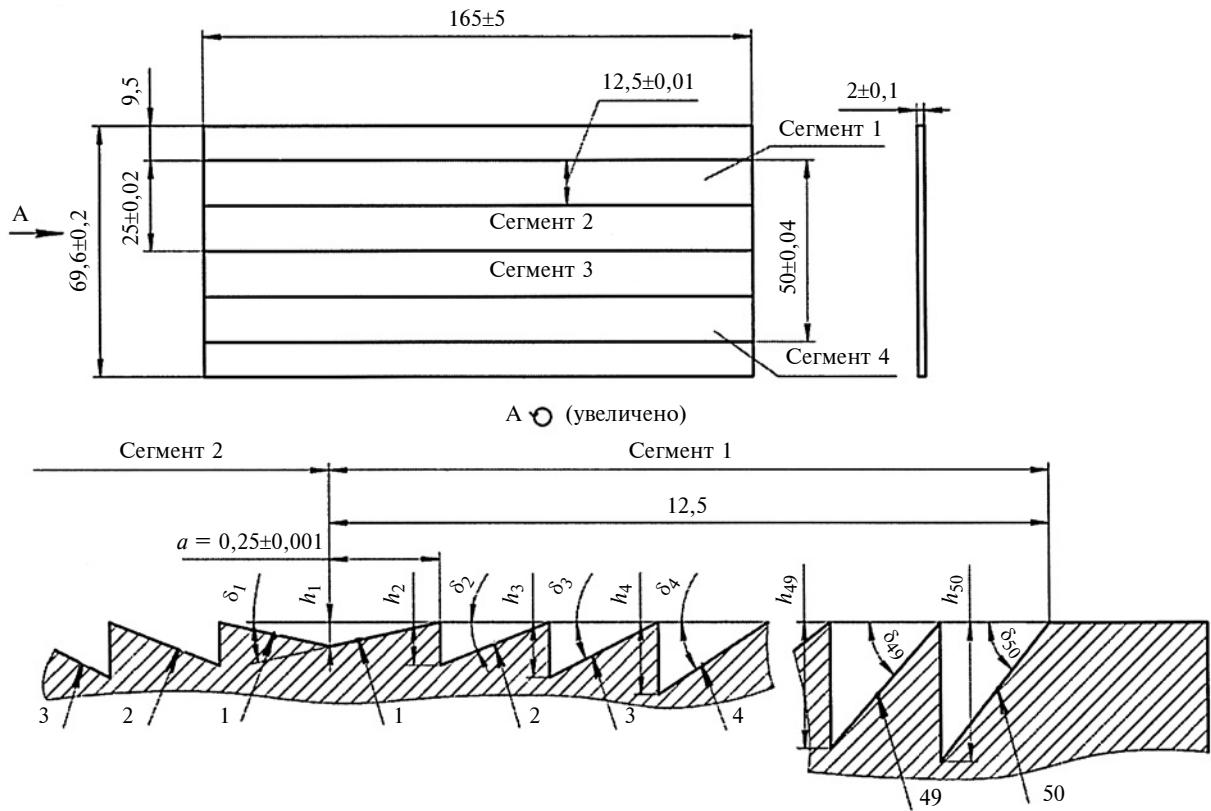


Рис. 1. Линейная негативная матрица Френеля

сокое оптическое качество линзы при небольшой ее массе.

В ОАО "ВНИИИНСТРУМЕНТ" совместно с МГТУ им. Н. Э. Баумана разработана и реализована технология обработки негативной матрицы для последующего изготовления позитивных копий.

Негативная линейная матрица Френеля представляет собой полосу толщиной 2 мм и шириной 69,6 мм с обработанным профилем. Для изготовления данных деталей используют: поликарбонат, оптическое оргстекло, медь М0б и алюминиевый сплав АМгб. Профиль матрицы Френеля состоит из двух одинаковых частей шириной 25 мм, расположенных параллельно, каждая из которых состоит из двух симметричных сегментов. В каждом сегменте находится 50 канавок разной глубины h и с разными углами δ наклона профиля. Таким образом, профиль матрицы Френеля (рис. 1) состоит из четырех сегментов с общим числом канавок 200. Сегмент 2 является зеркальным отображением сегмента 1, а сегмент 4 — зеркальным отражением сегмента 3. Глубина h канавок профиля варьируется от 2,3 до 185 мкм, а угол δ изменяется от 0,53 до 36,4° (табл. 1).

Одно из перспективных направлений использования матрицы с френелевским профилем — изготовление эластичных призм для коррекции зрения. В призматических линзах лучи отклоняются к основанию призмы, поэтому изображение смещается

к ее вершине. Этот эффект используют для восстановления направления лучей при отклонении оптической оси одного из глаз от общей точки фиксации.

Призмы представляют собой тонкие пластинки из гибкого прозрачного полимера, одна поверхность которых гладкая, а вторая выполнена в виде призматического растра. Их накладывают на линзы очков, где они прочно удерживаются благодаря адгезии.

Матрицы для призм Френеля изготавливают из меди М0б или алюминия АМгб. Профиль матрицы представляет собой ряд одинаковых канавок с ша-

Таблица 1
Значения параметров линейной негативной матрицы Френеля

Номер канавки	δ , °	h , мкм
1	0,5	2,31
2	1,5	6,93
3	2,6	11,55
4	3,7	16,17
⋮	⋮	⋮
25	23,1	106,94
26	23,9	110,79
⋮	⋮	⋮
49	36,0	182,16
50	36,4	184,51

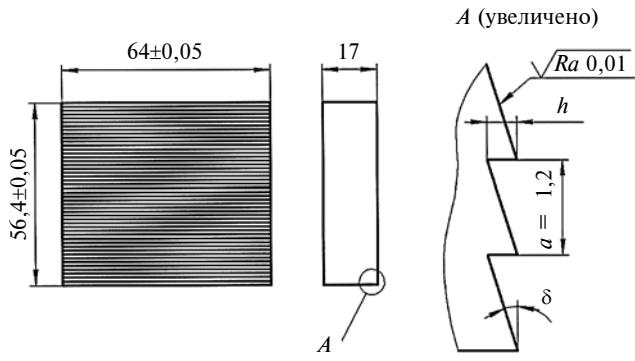


Рис. 2. Матрица для изготовления призм Френеля

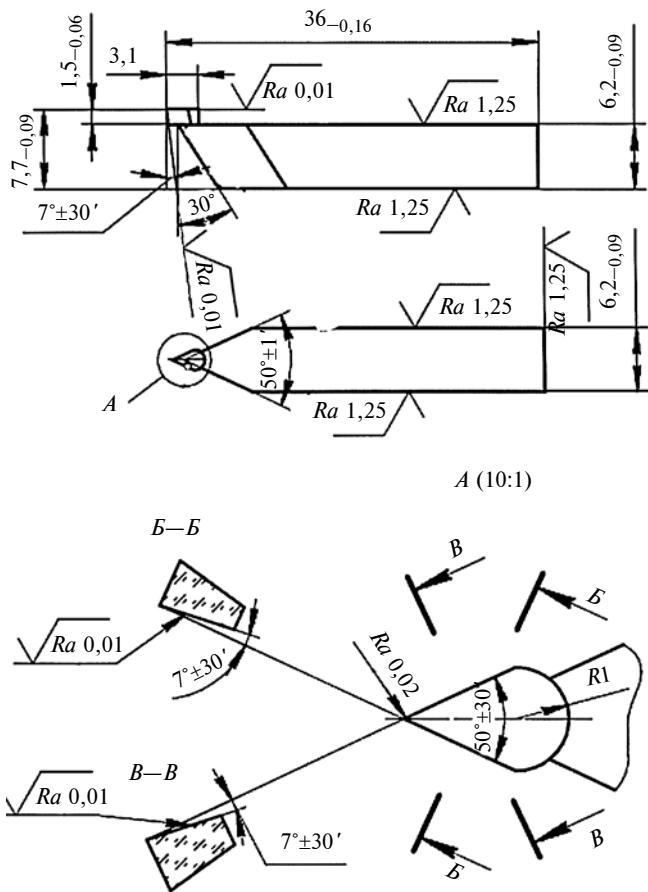


Рис. 3. Алмазный резец для обработки негативной матрицы Френеля

гом $a = 1,2$ мм, угол наклона и глубина варьируются соответственно в диапазонах $1,11 < \delta < 33,33^\circ$ и $0,0233 < h < 0,7892$ мм (рис. 2).

В табл. 2 приведены значения h и δ для матриц, применяемых при изготовлении призм Френеля.

К негативным матрицам для изготовления линейных линз и призм Френеля предъявляются высокие требования по качеству поверхности и точности изготовления. Шероховатость обработанных поверхностей не должна превышать $Ra = 0,01$ мкм, допуски на параметры h и a не должны превышать 1 мкм.

Требования к станку для изготовления матриц

Матрицы обрабатывают на сверхточном станке Асферика с ЧПУ [6, 7], который предназначен для алмазного точения и фрезерования сверхточных деталей из различных материалов и позволяет обрабатывать осесимметричные поверхности сложной формы, обеспечивая оптическое качество, в том числе аксионы, асферическую и френелевую оптику.

Станок имеет аэростатические опоры в основных формообразующих узлах. Приводы станка — синхронные линейные маловибрационные. Станину станка устанавливают на виброизолирующие опоры. Система ЧПУ обеспечивает погрешность позиционирования менее 0,1 мкм. Станок оснащен метрологическим оборудованием для выставления инструмента в центр вращения поворотного стола. При обработке оптических элементов должен обеспечиваться параметр шероховатости поверхности $Ra < 0,01$ мкм, а погрешность формы не должна превышать 1 мкм.

Режущие инструменты

В качестве режущего инструмента используют алмазные монокристаллические резцы со специальной геометрией режущей части. Шероховатость рабочих поверхностей данных резцов $Ra < 0,01$ мкм, радиус ρ скругления режущей кромки должен составлять $30 \div 50$ нм. Радиус резца при вершине должен быть как можно меньше. Чем больше радиус при вершине, тем больше искажается сопрягаемый профиль по дну обрабатываемой канавки. По публикациям известно, что лучшие резцы имеют $\rho = 1$ мкм. Этому условию соответствуют только резцы из природного монокристаллического алмаза.

Для обработки негативных матриц Френеля использовали острозаточенные алмазные резцы отечественного производства и алмазные резцы с радиусом при вершине 20 мкм фирмы Contour (Нидерланды) (рис. 3). Погрешность радиуса при вершине резца Contour составляет менее 1 мкм. Использование инструмента с заданным радиусом

Таблица 2
Значения параметров матриц для изготовления призм Френеля

Номер матрицы	Диоптрия	δ°	h , мкм
1	1	1,11	0,23
2	2	2,22	0,46
⋮	⋮	⋮	⋮
7	7	7,77	0,164
8	8	8,88	0,188
⋮	⋮	⋮	⋮
14	25	27,77	0,632
15	30	33,33	0,789

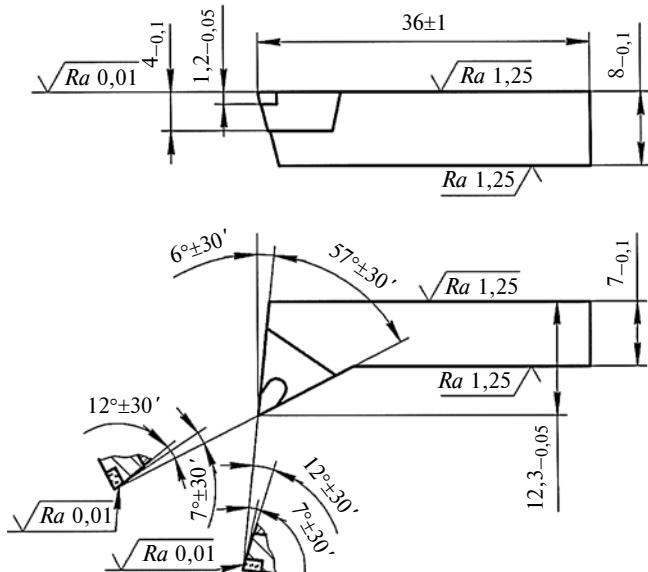


Рис. 4. Алмазный резец для обработки матриц для Френелевских призм

при вершине позволяет внести в управляющую программу необходимую коррекцию на радиус и повысить точность обработки профиля.

Для обработки матриц для призм Френеля использовали острозаточенные резцы отечественного производства (рис. 4).

Технология обработки негативных матриц для линейных линз Френеля

Для изготовления матриц использовали полосы из меди, оргстекла, алюминия. Полосу шириной 70 мм и длиной 1055 мм устанавливали на цилиндре диаметром 350 мм и натягивали с помощью специального механизма так, чтобы обеспечить ее плотное прилегание к поверхности цилиндра. Алмазный резец устанавливали в резцедержателе, который расположен на поворотном столе. Резцедержатель имеет возможность регулировки инструмента по высоте, чтобы с высокой точностью выставлять резец по высоте центров шпинделя.

После установки полосы на станок ее необходимо проточить до требуемого размера по толщине и ширине. Точение по наружному цилиндру выполняли алмазным резцом с радиусом при вершине 2 мм, а подрезание торцов осуществляли черновым острым резцом. Затем в резцедержатель устанавливали алмазный резец для обработки матриц. Совмещение вершины инструмента с центром вращения поворотного стола выполняли с помощью микроскопа, перекрестие которого предварительно было совмещено с центром вращения поворотного стола с помощью центроискателя.

Далее выполняли операции по определению положения инструмента в системе координат относительно обрабатываемой детали. Для этого на станок

устанавливали увеличительную камеру, с помощью которой определяли касание инструмента с обрабатываемой деталью. Также с помощью камеры определяли угловые координаты, при которых правая и левая режущие кромки резца становятся параллельными образующей обрабатываемой полосы. После подготовительных операций в систему ЧПУ станка заносят корректоры, которые задают необходимые системы координат.

Последовательность обработки профиля:

- 1) подвод резца в стартовую позицию и установка его под необходимым углом;
- 2) обработка первой канавки врезанием с припуском t на чистовой проход;
- 3) подвод резца в стартовую точку для обработки канавки профильным методом;
- 4) обработка канавки профильным методом;
- 5) чистовое подрезание торца канавки;
- 6) обработка второй симметричной секции с канавками.

Позиции 1—5 повторяют по числу n канавок.

Схема обработки и последовательность нарезания профиля матрицы показаны соответственно на рис. 5 и 6, a — g .

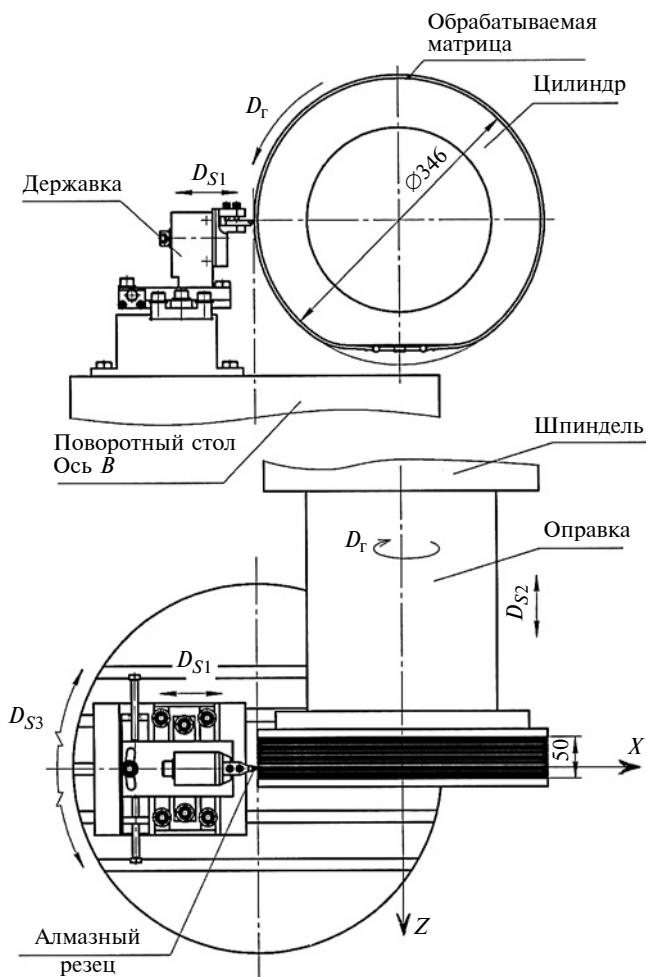


Рис. 5. Схема обработки матриц для линз Френеля

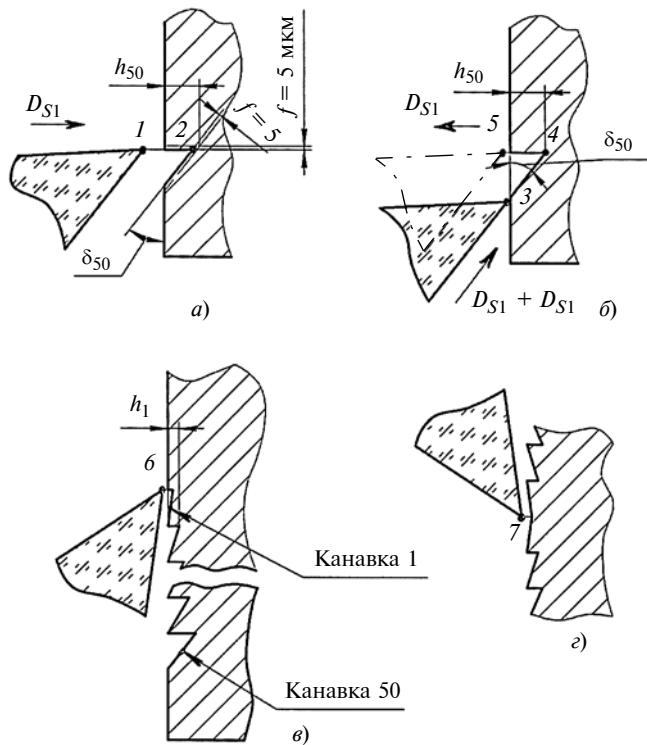


Рис. 6. Последовательность (поз. 1—7) нарезания 50-й канавки профиля матриц для линз Френеля

Установлены рациональные режимы обработки: частота вращения шпинделя $n = 270 \text{ мин}^{-1}$, подача $S = 2 \text{ мкм}/\text{об}$.

Технология обработки матриц для линейных призм Френеля

Обработка матриц для изготовления Френелевских призм выполняется фрезерованием однорезцовой алмазной головкой. Алмазный резец устанавливают в специальной вставке, которая имеет поворотный механизм для настройки угла δ наклона канавок. Обрабатываемую заготовку устанавливают на столе, который имеет механизм вертикального перемещения для регулировки параметра h . После настройки угла δ осуществляется касание

инструмента с заготовкой, затем стол поднимают на требуемую величину h .

Движение подачи передается на обрабатываемую деталь, которая расположена на каретке поперечной подачи. После обработки первой канавки каретку с однорезцовой алмазной головкой перемещают на шаг a и выполняют обработку следующей канавки (рис. 7). Установлен рациональный режим обработки: частота вращения шпинделя $n = 500 \text{ мин}^{-1}$, продольная подача $S_m = 30 \text{ мм}/\text{мин}$.

Контроль и технологические испытания

После обработки каждая матрица проходит метрологический контроль по следующим параметрам: параметр шероховатости Ra обработанных поверхностей, шаг a между канавками, угол δ наклона канавок. Для измерений используют прибор Nano-Focus® μSurf, работа которого основана на принципе конфокальной микроскопии.

Для бесконтактного измерения топографии поверхности контролируемую матрицу позиционируют на прецизионном измерительном столе и сканируют поверхность. Изображение отсканированной поверхности выводят на экран и с помощью специального программного обеспечения выполняют измерения.

По заказу Физико-технического института им. А. Ф. Иоффе РАН, используя данную технологию, были обработаны негативные матрицы Френеля из поликарбоната, оргстекла и меди с помощью острозаточенных алмазных резцов и радиусных резцов с функцией коррекции на радиус. Наилучшие показатели были достигнуты при обработке матриц из оргстекла: $Ra = 0,015 \text{ мкм}$; a менее 1 мкм; δ менее $0,3^\circ$.

Были также обработаны матрицы для изготовления призм Френеля. Значения параметров изготовленных матриц представлены в табл. 2. Результаты метрологического контроля: $Ra = 0,03 \text{ мкм}$, a менее 1 мкм; δ менее $0,3^\circ$.

Исследования и обработка партий негативных матриц для линз и призм Френеля подтвердили эффективность разработанной технологии. Дальнейшее развитие технологии предполагает расширение

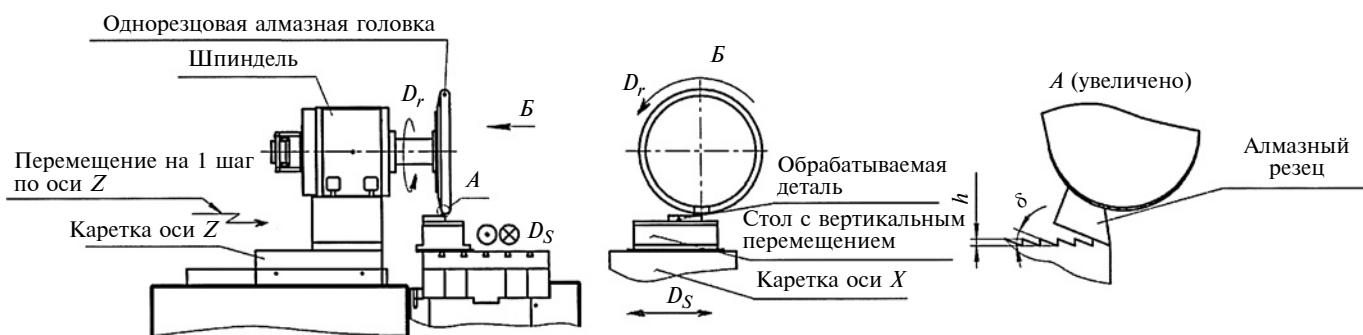


Рис. 7. Схема обработки матриц для изготовления призм Френеля

И. М. ЗАКИРОВ, Ю. П. КАТАЕВ (Казанский национальный исследовательский технический университет им. А. Н. Туполева-КАИ), М. А. СЕМЕШКО, И. В. ЕРМОЛЕНКО (ООО "Фирма "МВЕН")

Термостатирование при изготовлении деталей летательных аппаратов из полимерных материалов¹

Для повышения прочности углепластика предложено термостатирование. Разработано устройство для пропитки углепластиковой ткани смолой. Приведены расчеты параметров технологического процесса.

Ключевые слова: полимерный материал, термостатирование, пропитка, препрег, прочность.

For increase of carbon fiber strength, the thermostating is suggested. The device for impregnation of carbon fiber fabric by resin is developed. The calculations of manufacturing process parameters are given.

Keywords: polymer material, thermostating, impregnation, prepreg, strength.

Полимерные материалы и, в частности, пластмассы обладают высокой удельной прочностью, которая определяется отношением предела текучести к удельному весу материала, что обуславливает

их применение в летательных аппаратах [1]. Такие детали, как элементы обшивки из слоистых и волокнистых материалов, изготавливают контактным формованием и напылением.

При контактном формовании на поверхность формблока по слойно наносят ткань и полимерную связующую смолу и прикатывают. В качестве ткани используют полотна из нитей бора, углерода, стекла, шунгита и других материалов. Связующими могут быть смолы: эпоксидные, фено-

¹ Исследования проводили при финансовой поддержке Минобрнауки РФ в рамках ФЦП "Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014–2020 гг.". Соглашение № 14.579.21.0037 от 05.06.2014. Уникальный идентификатор ПНИ-РФМЕF157914X0037.

лоформальдегидные, полиэфирные и др.

После прокатывания изделие на 8÷10 ч оставляют на формблоке для полного отверждения при нормальной температуре воздуха (20÷22 °C), что снижает производительность изготовления и прочность изделия. Сократить время изготовления и повысить прочность детали можно повышением температуры отверждения нагреванием, полимеризацией смолы и дополнительным термостатированием.

Повысить эффективность изготовления деталей из полимерных материалов можно использованием препрега, т. е. предварительным нанесением связующего на ткань. Причем данную операцию можно автоматизировать, но для этого необходимо модифицировать состав связующего.

В состав связующего вводят ускоритель полимеризации, состоящий из диановой эпоксидной смолы DER-330 и латентного аминного отвердителя, которые в результате перемешивания и пептиризации образуют пасту.

Смесь из смол DER-330 и ЭН-6 при перемешивании нагревается до температуры 125 °C. Далее добавляют полиарилсульфон

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 60)

нейшее совершенствование технологии обработки структурированных поверхностей на прецизионных деталях возможно при использовании более точных станков.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Davis A., Kuhnlens F. Optical design using Fresnel lenses. Basic principles and some practical experiment // Optic and Photonic. 2007. N 4. P. 52–55.
2. Gaurav A. Madhugiri, Karale S. R. High solar energy concentration with a Fresnel lens: a review // International Journal of Modern Engineering Research. 2012. V. 2. P. 1381–1385.
3. Sierra C., Alfonso J. Va'Zquez. High solar energy concentration with a Fresnel Lens // Journal of Materials Science. 2005. N 40. P. 1339–1343.
4. Khamooshi M., Salati H., Egelioglu F. A review of Solar Photovoltaic Concentrators // International Journal of Photoenergy. 2014. V. 14. P. 1–17.
5. Пат. 2456645 Рос. Федерации: Способ изготовления линз Френеля для концентраторного фотоэлектрического модуля.
6. Грубый С. В., Лапшин В. В. Моделирование процесса и разработка технологии сверхточной обработки плоских отражателей однорезцовой алмазной фрезерной головкой // Наука и образование. Электронный научно-технический журнал. 2014. № 2. DOI: 10.7463/0214.0699743.
7. Лапшин В. В., Грубый С. В. Повышение точности и качества алмазной лазерной обработки плоских поверхностей // Вестник машиностроения. 2015. № 5. С. 57–62.

ПСФФ-30. Образуется однородный расплав, в который при остывании до температуры 65 °C добавляют ускоритель.

Полученное связующее ВСЭ-40 имеет низкую вязкость при температуре $t = 40$ °C и сохраняет реологические характеристики при $t = 70$ °C, что позволяет использовать его для предварительного нанесения на ткань, т. е. для получения препрата. Активное отверждение связующего ВСЭ-40 начинается при температуре 113 °C и характеризуется следующими показателями: кинематическая вязкость при температуре $t = 70$ °C составляет $10 \div 35$ Па · с, температура стеклования отверженного связующего — 120 °C, время гелеобразования при температуре $t = 110$ °C составляет 60 мин.

Таким образом, изготовление детали состоит из следующих операций: получение препрата, укладка слоев препрата на формблоке, прикатывание, формование при температурах $35 \div 400$ °C под давлением $p = 0,4$ МПа.

Формование выполняют следующим образом: после прикатки препрата к формблоку его накрывают дюралевой перфорированной оболочкой и помещают в пластмассовую оболочку, из которой откачивают воздух, тем самым создавая разряжение $p = 0,07$ МПа. Затем пластиковую оболочку с заготовкой и формблоком накрывают герметичным колпаком, под которым создают давление 0,45 МПа, при этом заготовка нагревается от формблока до температуры 180 °C; время выдержки составляет 24 ч.

При нагревании формблока с заготовкой нагревается воздушная среда вокруг пластмассовой оболочки.

Объем под колпаком постоянный, поэтому при изменении температуры давление повышается и составляет $p = p_0 T / T_0$, где p_0 и T_0 — начальные давление и температура; p и T — давление и

температура воздуха под колпаком при нагревании.

При $p_0 = 0,45$ МПа и $T_0 = 293$ К после нагревания до температуры $T = 673$ К давление составит $p = 1,04$ МПа. Начальный этап нагревания детали представляет собой нестационарный процесс, после которого происходит выравнивание температур.

Количество теплоты, передаваемое заготовке от формблока, определяем из уравнения Ньютона—Рихмана:

$$Q_3/\tau = \alpha_{0-3} - F_3(t_0 - t_3),$$

где α_{0-3} — коэффициент теплопередачи от формблока к заготовке; F_3 — площадь поверхности заготовки; t_0 — температура формблока; t_3 — температура заготовки (препрата); τ — время нагревания.

Отношение внутреннего теплового сопротивления заготовки к внешнему тепловому сопротивлению представляет собой число Био (критерий подобия стационарного теплообмена):

$$Bi_3 = \alpha_{0-3} \delta_3 / \lambda_3, \quad (1)$$

где δ_3 — средняя толщина заготовки; λ_3 — коэффициент теплопроводности заготовки.

Средняя относительная температура заготовки определяется выражением:

$$\theta_3 = \frac{t_0 - t_3}{t_0 - t_{3,h}},$$

где $t_{3,h}$ — начальная температура заготовки.

Препрет характеризуется коэффициентом температуропроводности:

$$\alpha_3 = \frac{\lambda_3}{c_3 \rho_3},$$

где c_3 — удельная теплоемкость заготовки; ρ_3 — плотность препрата.

Зная коэффициент α_3 температуропроводности, среднюю толщину δ_3 заготовки и время τ на-

гревания, получим число Фурье (критерий подобия нестационарных тепловых процессов):

$$Fo_3 = \frac{\alpha_3}{\delta_3^2} \tau. \quad (2)$$

Для тонких заготовок температура по толщине принята неизменной, тогда выражение (2) можно записать как

$$\theta_3 = e^{-Bi_3 Fo_3}. \quad (3)$$

Из формул (1) и (3) определим температуру заготовки в конце нагревания:

$$t_3 = (1 - \theta_3)t_0 + \theta_3 t_{3,h}.$$

Из выражения (3) определим время нагревания детали:

$$\tau_3 = \frac{\delta_3 c_3 \rho_3}{\alpha_{0-3}} \ln \frac{1}{\theta_3}.$$

Температура формблока

$$t_0 = \frac{t_3 - \theta_3 t_{3,h}}{1 - \theta_3}.$$

Теплота, полученная детально за время τ

$$Q_3 = c_3 g (t_3 - t_{3,h}),$$

где g — вес заготовки.

Для изготовления деталей самолета из углепластика спроектирована установка для терmostатирования, которая состоит из восьми камер терmostатирования и автоматизированной восьмикальной системы управления режимами нагревания формблоков.

Восемь оснасток для нагревания заготовок не зависят друг от друга и могут нагреваться до температуры 200 °C с заданными скоростями и выдержками при разовом и многоступенчатом режимах. При этом число ступеней (нагревание—выдержка) не ограничено, точность регулирования при нагревании ± 1 °C/мин, точность температуры при выдержке ± 1 °C. В установке используется

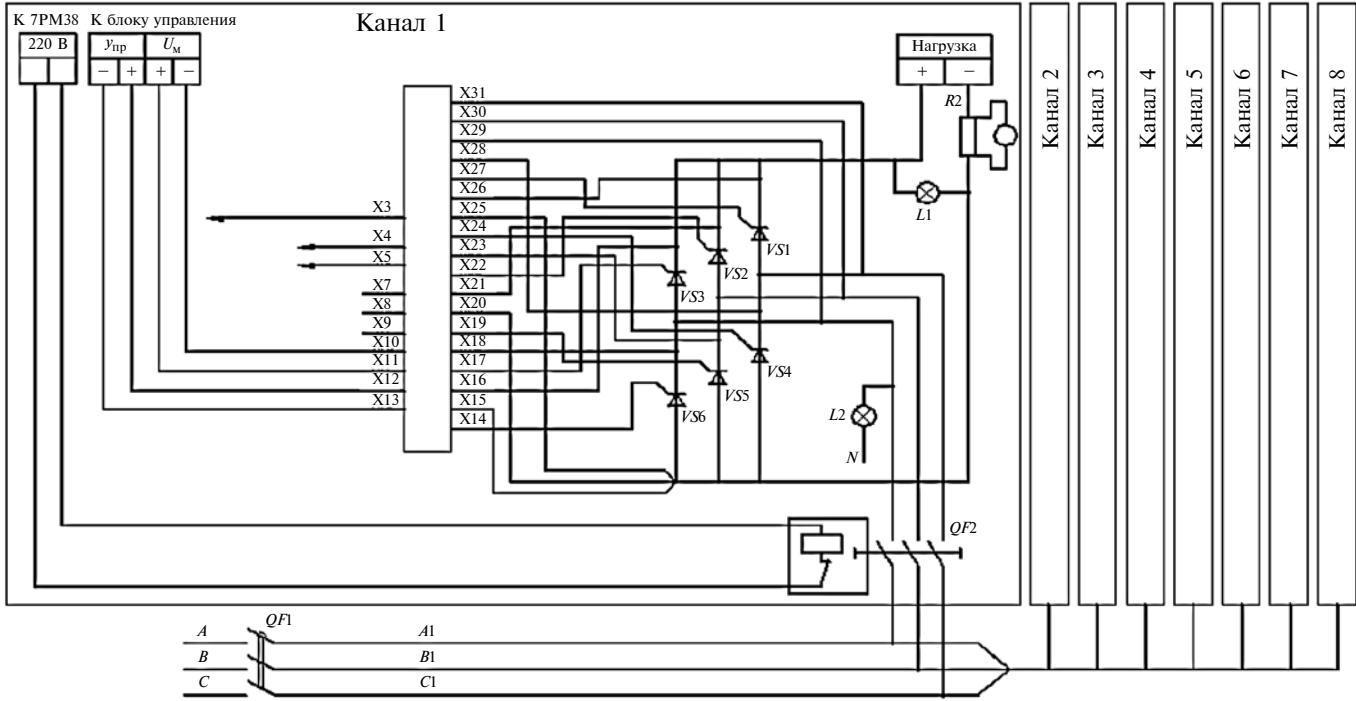


Рис. 1. Электрическая схема управления нагреванием камер термостатирования

трехфазное напряжение и для каждого канала подбирается индивидуально в диапазоне 80÷380 В, наибольшая сила тока (150 А) в каналах 1—3. При этом наибольшая мощность составляет 70 кВт. В каналах 4—6 мощность 28 кВт, в каналах 7 и 8 — 17 кВт.

В системе предусмотрено хранение режимов нагревания для каждого канала, которые имеют независимые контуры контроля температур, предусмотрено автоматическое отключение питания каждого канала. Габаритные размеры шкафа управления 1850×800×550 мм, вес — 1200 Н.

На рис. 1 представлена электрическая схема управления нагреванием камер термостатирования, а на рис. 2 — их схема управления.

На рис. 3 показан шкаф управления нагреванием оснастки.

Камеры термостатирования монтируются на столах и имеют термоизолирующий корпус с датчиками закрытия камер.

Качество изготовления детали зависит от давления препрета при формообразовании.

В расчете технологического процесса учитывается объем между нитями ткани, который заполняется смолой, и предел текучести смолы [2]. Рассматриваемый межнитевой объем имеет площадь поперечного сечения в плане a^2 и высоту δ , равную толщине ткани (рис. 4).

Дифференциальное уравнение равновесия элементарной площади поперечного сечения объема между нитями, заполненного

полимерной смолой, имеет вид (см. рис. 4):

$$\left(\sigma_x + \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} dx \right) a^2 - \sigma_x a^2 - 4\tau_t a dx = 0, \quad (4)$$

где σ_x — нормальное напряжение в продольном сечении объема смолы; τ_t — касательное напряжение сдвига между поверхностью нити и элементарной площадью.

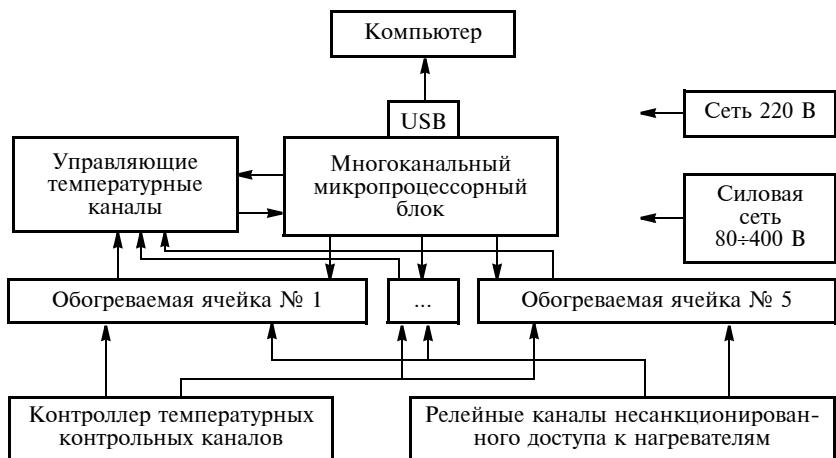


Рис. 2. Схема управления нагреванием формблоков

Из формулы (4) получим:

$$d\sigma_x a - 4\tau_T dx = 0,$$

тогда

$$\sigma_x = 4\tau_T x/a + c, \quad (5)$$

где c — константа интегрирования.

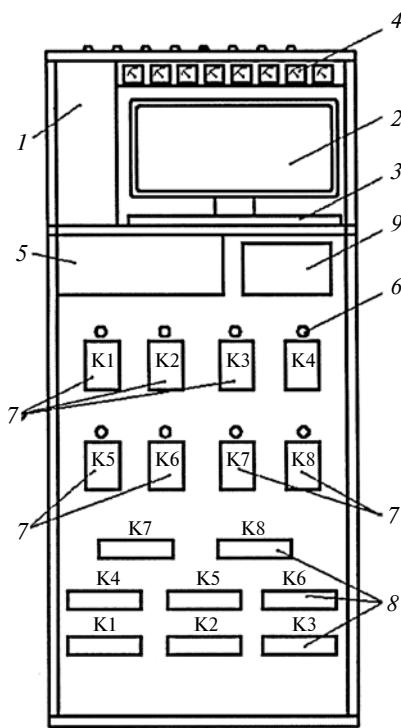


Рис. 3. Шкаф управления нагреванием камер терmostатирования:

1 — системный блок; 2 — монитор; 3 — клавиатура; 4 — амперметры; 5 — блок управления; 6 — индикаторы включения; 7 — автоматический выключатель; 8 — драйвер трехфазного трехмерного модуля ОТРВ-6; 9 — контроллеры температур

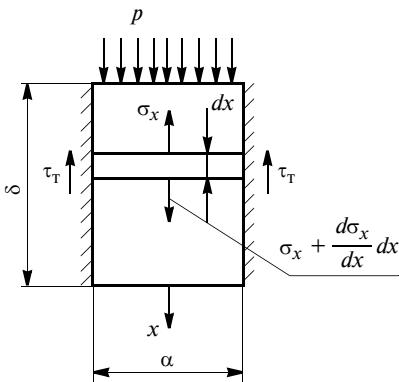


Рис. 4. Расчетная схема объема между нитями углеродной ткани, заполняемого смолой

Для качественной пропитки ткани необходимо, чтобы поступление смолы сверху и снизу обеспечивало в среднем сечении ($x = \delta/2$) объема между нитями постоянное напряжение σ_T . Из этого условия определим константу интегрирования:

$$c = -(\sigma_T + 2\tau_T\delta/a). \quad (6)$$

Тогда напряжение σ_x согласно формулам (5) и (6) составит:

$$\sigma_x = 4\tau_T x/a - \sigma_T(1 + \delta/a). \quad (7)$$

Предел текучести на сдвиг определяем из предела текучести на сжатие: $\tau_T = \sigma_T/2$.

Из формулы (7) находим:

$$\sigma_x = -\sigma_T[1 - (2x - \delta)/a].$$

Следовательно, давление в смоле на поверхности ткани ($x = 0$) должно составлять:

$$p = -\sigma_T(1 + \delta/a). \quad (8)$$

Из формулы (8) следует, что чем больше плотность ткани, тем большее давление в смоле, пропитывающей ткань.

Тогда при $\delta/a = 1$ и $\sigma_T = 0,3$ МПа получим $p = 0,6$ МПа.

По предложенной технологии на основе ткани Procher 3672 и связующего ВСЭ-40 (37,9 %) получен углепластик с пористостью 1,5 % и толщиной монослоя 0,2 мм со следующими показателями механических свойств: предел выносливости при растяжении 825 МПа, при изгибе — 895 МПа, при сжатии — 655 МПа.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Теория** и практика технологий производства изделий из композиционных материалов и новых металлических сплавов — 2005 / Тр. 4-й междунар. конф. М.: Знание, 2006. 856 с.

2. **Рейнер М.** Реология. М.: Наука, 1965. 223 с.

Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присыпать на e-mail: vestmash@mashin.ru. 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 высыпаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).

УДК 621.91

А. А. ЛИПАТОВ, канд. техн. наук (Волгоградский ГТУ), e-mail: leeandrey@yandex.ru

Исследование адгезионных сколов твердосплавного инструмента при точении аустенитной стали

Установлено влияние прочности твердого сплава, переднего угла инструмента, длины прохода и способа выхода инструмента из заготовки на интенсивность адгезионных сколов режущей кромки при точении аустенитной стали.

Ключевые слова: аустенитная сталь, точение, твердосплавный инструмент, прерывание резания, режущая кромка, адгезионные сколы, выход инструмента.

The influence of hard alloy strength, tool face angle, runout length and method of tool exit from a billet on rate of adhesion fractures of a cutting edge at turning processing of an austenitic steel is determined.

Keywords: austenitic steel, turning, hard-alloy tool, termination of cutting, cutting edge, adhesion fractures, tool exit.

Одной из причин низкой работоспособности инструмента при точении аустенитных сталей являются сколы режущей кромки. Специальные стойкостные испытания при точении стали 12Х18Н10Т, имитирующие обработку отдельных поверхностей деталей, позволили установить механизм сколов, обусловленных периодическим прерыванием процесса резания. Такие сколы, названные адгезионными [1], образуются не при резании, а в результате налипания обрабатываемого материала (налипа) на остывающий в паузах между проходами резца. Из-за большой разницы коэффициентов термического линейного расширения аустенитной стали и твердого сплава (до 2,5 раз [2, 3]) при остывании резца в твердом сплаве возникают внутренние напряжения, вызывающие образование трещин, а при врезании на следующем проходе происходит скол. Адгезионные сколы снижают стойкость инструмента более чем на порядок. Интенсивность образования сколов зависит от характера и размеров налипа на резце, определяемых способом выхода инструмента из заготовки при завершении прохода. Исходя из этого, токарные операции можно разделить на *точение в упор и точение на проход* (не следует путать с понятием "длина прохода", применимым в обоих случаях) (см. ниже и работу [1]).

В работе [1] изложены результаты, выводы и рекомендации только для точения в упор, при котором наличие налипа после выхода резца из заготовки определяется видом контактного взаимодействия — образованием застойной зоны на передней поверхности непосредственно при резании. В настоящей статье приведены не вошедшие в работу [1] данные для точения в упор, а также особенности адгезионного скальвания при точении на проход. (Их анализ и соответствующие практические рекомендации автор счел удобным дать сразу после изложения тех или иных результатов исследований.)

Методика экспериментов идентична (точение в упор) или сходна (точение на проход) с методикой, использованной в работе [1]. Осуществляли продольное точение стали 12Х18Н10Т резцами из твердых сплавов ВК6, ВК8 и ТТ20К9. Как и в работе [1] (а также при исследовании контактного взаимодействия [4] и регулярного, непрерывно протекающего в самом процессе резания, изнашивания [5]) приняли: подачу — 0,3 мм/об; глубину резания — 1,5 мм; геометрию резцов — $\gamma = 0^\circ$, $\alpha = \alpha_1 = 10^\circ$, $\varphi = 45^\circ$, $\varphi_1 = 25^\circ$, $r = 0,3$ мм. Скорость резания изменяли в диапазоне $v = 30 \div 90$ м/мин.

Моделировали обработку отдельных поверхностей деталей: после прохождения резцом заданного пути L_p резания (длина прохода) обработку прерывали, а резец отводили от заготовки для контроля состояния режущей кромки. Длины проходов составили 25 и 12,5 м. Пауза между проходами составляла не менее 0,5 мин. Для исключения хрупких сколов использовали заранее обработанные заготовки. За критерий потери работоспособности (затупления), как и в работе [1], приняли величину $h_3 = 0,3$ мм — расстояние от исходного положения режущей кромки до наиболее удаленной от него точки задней поверхности, имеющей любые повреждения.

Экспериментальные данные по числу n проходов и соответствующему суммарному пути L резания до затупления при активном адгезионном скальвании имели большой разброс, как и в работе [1]. Для получения среднеарифметической оценки влияния значимых факторов на интенсивность скальвания каждый опыт повторяли 5 раз, крайние результаты отбрасывали. Получили следующие, имеющие практическое значение для точения в упор, результаты.

Во-первых, наиболее активное адгезионное скальвание резцов из сплава ВК6 наблюдалось при скорости резания $v = 30$ м/мин (на передней по-

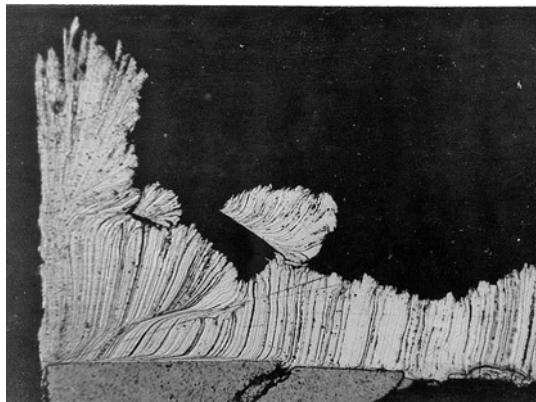


Рис. 1. Стружка, налипшая на переднюю поверхность резца из сплава ВК6 после завершения прохода при точении в упор стали 12Х18Н10Т при $v = 60$ м/мин и $L_n = 12,5$ м:

микрошлиф в главном сечении

верхности застойная зона со смешенным наростом) и $L_n = 25$ м [1]. При замене сплава ВК6 чаще применяемым на производстве более прочным твердым сплавом ВК8 интенсивность сколов снизилась и стойкость резцов повысилась, более чем в 2 раза (среднее число n проходов до затупления увеличилось с 19 до 41, а путь L резания — с 475 до 1025 м). Так как твердые сплавы ВК6 и ВК8 имеют практически одинаковую теплопроводность, то при равных скоростях резания вид контактного взаимодействия для них идентичен. Поэтому повышение работоспособности инструмента можно однозначно объяснить прочностью инструментального материала.

Во-вторых, при резании со скоростью $v = 30$ м/мин инструментом из сплава ВК6 увеличение переднего угла γ с 0 до 10° привело к уменьшению высоты смешенного нароста, всей застойной зоны и, соответственно, оставшегося на резце налипа с 0,1 до 0,06 мм, а следовательно, и к уменьшению усилия при сжатии остывающего налипа. В результате уменьшились и интенсивность образования сколов, и их размеры (ослабление адгезионного схватывания в результате некоторого снижения контактной температуры при увеличении угла γ маловероятно, так как вид взаимодействия остался прежним — застойная зона со смешенным наростом). При увеличении угла γ до 10° стойкость инструмента повысилась практически в 2 раза: число n проходов увеличилось с 19 до 37, путь L — с 475 до 925 м. Однако увеличение угла γ при некотором снижении температуры резания может привести к повышению скорости резания, при которой исчезают застойные зоны, и соответствующему расширению скоростного диапазона существования адгезионных сколов в сторону больших скоростей. Отметим, что использование в исследованиях (в том числе в работе [1]) не применяемых на производстве резцов с углом $\gamma = 0$, а также сплава ВК6, а не сплава ВК8, позволило не только сократить

объем экспериментальных работ, но и нагляднее представить процесс адгезионного скальвания.

В-третьих, при очень коротких проходах адгезионные сколы могут иметь место и при высоких скоростях резания, т. е. при существовании на передней поверхности взаимодействия с пластическим контактом (без застойных явлений). При точении резцами из сплава ВК6 со скоростью $v = 60$ м/мин уменьшение длины L_n с 25 до 12,5 м привело к существенному уменьшению числа проходов n (с 162 до 104) до затупления. Это связано с образованием адгезионных сколов из-за налипов, не обусловленных наличием застойной зоны при резании, так как за короткий проход инструмент не успевает достаточно нагреться. При уменьшении толщины среза на последнем после отключения подачи обороте заготовки тепловыделение уменьшается, а интенсивность отвода теплоты в резец сохраняется. В какой-то момент деформационное упрочнение контактных слоев обрабатываемого материала становится больше их температурного разупрочнения: может произойти налипание на инструмент тонкой стружки, препятствующей удалению остатков металла в конце последнего оборота заготовки (рис. 1).

В работе [6] описано образование таких налипов непосредственно в процессе тонкого точения аустенитных сталей (они исчезают при нагревании обрабатываемого материала до 300 °С). В данном исследовании для устранения налипания стружки на инструменте предварительно создавали небольшую площадку износа шириной $h_{30} \approx 0,1$ мм, что обеспечило нагрев режущей кромки при уменьшении толщины среза после отключения подачи и исключило адгезионное скальвание. В результате число n проходов увеличилось со 104 (при начале обработки острым резцом — без h_{30}) до 256, а суммарный путь L резания до затупления — с 1300 до 3200 м, т. е. всего на 20 % меньше, чем при резании с $L_n = 25$ м (4050 м). Отметим, что такое искусственное притупление через фактор изнашивания мало влияет на итоговую стойкость резца — износ $h_3 = 0,08 \div 0,1$ мм соответствует периоду приработки и от начала обработки острым резцом достигается очень быстро.

При обработке с длиной прохода $L_n = 12,5$ м на более высокой скорости (90 м/мин) налипание остаточной стружки на острых резцах при завершении прохода отсутствовало. Полностью отсутствовали и адгезионные сколы. Таким образом, при очень коротких проходах обработку острым резцом следует начинать на более высокой скорости резания.

Тем не менее при точении в упор налип на резце после его выхода из заготовки и адгезионное скальвание определяются в основном наличием застойной зоны при резании. В этих условиях механизм скальвания при точении на проход точно такой же, как и при точении в упор. Поэтому

результаты и выводы, изложенные выше и в работе [1], справедливы и для точения на проход. Однако в последнем случае адгезионное скальвание имеет существенные особенности. В случае, когда точение в упор не сопровождается адгезионными сколами (более высокие скорости резания или менее теплопроводный твердый сплав), при точении на проход сколы образуются.

При исследовании точения на проход для выхода инструмента в заготовках прорезали канавки глубиной не менее $1,2t$ (1,8 мм) с боковыми стенками, перпендикулярными оси заготовки. В таблице приведены результаты испытаний в условиях регулярного (без сколов) изнашивания (по критерию опережающего износа при вершине $h_v = 0,3$ мм).

Установлено, что при резании инструментом из сплава ВК6 со скоростью $v = 30$ м/мин его стойкость практически такая же, как и при точении в упор ($n = 19$, $L = 475$ м [1]). Аналогичен и характер разрушения, связанный с остыанием части застойной зоны на передней поверхности резца после его выхода из заготовки, что приводит к образованию трещинам в твердом сплаве по всей ширине среза. Однако в отличие от точения в упор переход от взаимодействия с застойной зоной к пластическому резанию путем увеличения скорости не приводит к заметному повышению стойкости инструмента ($n = 24$ при $v = 60$ м/мин, см. таблицу, тогда как при точении в упор с этой скоростью резцы из сплава ВК6 выходили из строя в среднем после 162 проходов [1]). Стойкость инструмента не повысилась и при увеличении скорости до $v = 90$ м/мин (при точении в упор не была зафиксирована). Для всех трех скоростей при точении на проход путь L резания до затупления оказался намного меньше (минимум в разы) пути резания в условиях регулярного изнашивания.

Для инструмента из сплава ТТ20К9 диапазон скоростей $30 \div 90$ м/мин соответствует пластическому контакту при отсутствии застойной зоны. Однако число проходов до затупления при скоро-

стях резания 30 м/мин ($n = 31$) и 60 м/мин ($n = 19$) в несколько раз меньше, чем при точении в упор (155 и 206 проходов соответственно [1]). Кроме того, стойкость резцов (путь L) при всех трех скоростях была на порядок меньше, чем при регулярном изнашивании. При этом на скоростях 60 и 90 м/мин (застойные зоны отсутствовали на обоих твердых сплавах) обеспечившие лучшие результаты в условиях регулярного изнашивания резцы из сплава ТТ20К9 при периодическом прерывании обработки с выходом из заготовки на рабочей подаче оказались хуже резцов из более прочного сплава ВК6.

Сравнение результатов при точении в упор [1] с результатами при точении на проход показало, что при используемых на практике скоростях резания схема токарной операции определяет даже правильный выбор твердого сплава. При точении в упор со скоростью $v = 60$ м/мин лучшая стойкость была у резцов из сплава ТТ20К9 ($n = 206$) по сравнению с резцами из сплава ВК6 ($n = 162$), а при точении на проход они оказались менее стойкими ($n = 19$), чем резцы из сплава ВК6 ($n = 24$), как и при скорости $v = 90$ м/мин ($n = 14$ против $n = 22$).

Главным оказалось то, что для используемых на практике скоростей при моделировании точения отдельных поверхностей деталей на проход стойкость резцов (путь L) оказалась во много раз меньше, чем в условиях регулярного изнашивания (такие условия можно обеспечить, например, уменьшением во много раз числа врезаний и выходов инструмента из заготовки, используя очень крупные заготовки). Это объясняется следующим. При точении на проход выход резца из заготовки сопровождается постепенным уменьшением ширины среза до нуля и соответствующим снижением температуры. Кроме того, ввиду пластичности стали 12Х18Н10Т при выходе резца из заготовки отгибается заусенец, что снижает тепловыделение и температуру вследствие дополнительного уменьшения реальной (относительно геометрической) толщины срезаемого слоя. В результате деформационное упрочнение поверхностных слоев обрабатываемого материала становится больше температурного упрочнения, что приводит к их схватыванию с передней поверхностью последней микростружки, срезаемой вершиной резца (рис. 2). Такое схватывание схоже (если не идентично) с описанным выше налипанием стружки, имеющей номинальную ширину, но меньшую толщину, при точении в упор с очень короткими проходами (см. рис. 1).

Прилипшая микростружка тормозит набегающие остатки срезаемой стали (заусенца). Формирующийся на вершине резца локальный налип приводит к ее разрушению при следующем врезании (рис. 3, справа показан не налип, а загнутая в направлении режущей кромки микростружка). Из-за меньшей длины контакта такого налипа с резцом трещины в твердом сплаве визуально не наблюда-

Значения пути L резания, м, и число n проходов до затупления резцов при обработке на проход отдельных заготовок ($L_n = 25$ м) и в условиях регулярного изнашивания при точении стали 12Х18Н10Т

Ско- рость ре- зания v , м/мин	Обработка отдельных поверхностей загото- вок резцами из сплавов		Путь L , м, в условиях регулярного изнашивания резцов из сплавов	
	ВК6	ТТ20К9	ВК6	ТТ20К9
30	450*/18*	775*/31*	11 200	6100
60	600*/24*	475*/19*	4900	8300
90	550*/22*	350*/14*	2200	6700

Знаком "*" отмечены среднеарифметические данные (L — в числителе, n — в знаменателе), полученные при характерном для скальвания большом разбросе результатов отдельных экспериментов.

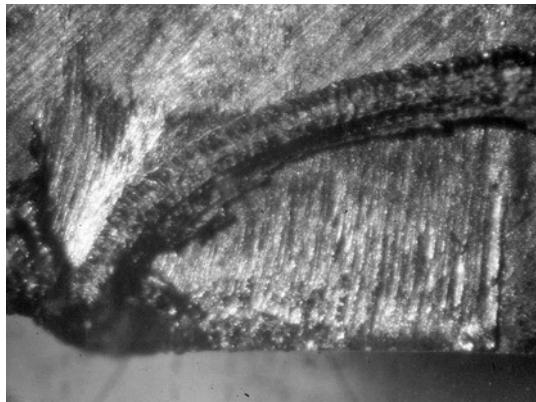


Рис. 2. Передняя поверхность резца из сплава ВК6 с налипшей микростружкой после выхода в канавку:
сталь 12Х18Н10Т; $v = 90$ м/мин; $L_{\Pi} = 25$ м

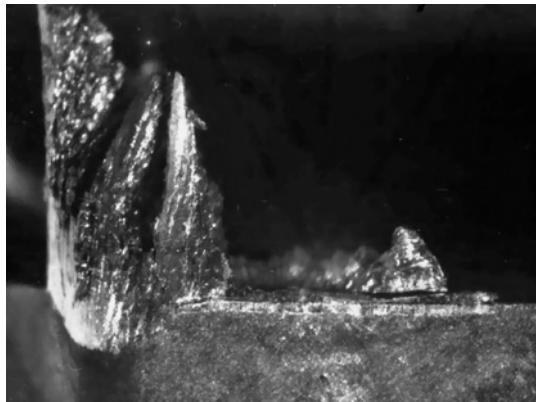


Рис. 3. Задняя поверхность резца из сплава ВК6 после выхода в канавку:
сталь 12Х18Н10Т, $v = 60$ м/мин; $L_{\Pi} = 25$ м; $L = 275$ м, $n = 11$

лись до следующего врезания в заготовку. Механизм скальвания можно описать так. При следующем врезании на остывший и затвердевший за время паузы между проходами налип воздействует горизонтальная сила, опрокидывающая его на переднюю поверхность резца. Так как высота налипа (до 1 мм) при вершине в случае точения на проход гораздо больше высоты налипа ($\approx 0,1$ мм [1]) при сохранении на резце застойной зоны, точка приложения этой силы располагается значительно дальше от передней поверхности, т. е. на большом плече создается больший опрокидывающий момент. Опрокидывающийся налип воздействует на твердый сплав, и в инструменте создаются растягивающие напряжения. В результате происходит скол, на формирование которого большое (если не определяющее) влияние оказывают напряжения, возникшие в твердом сплаве из-за разности коэффициентов термического расширения стали и сплава при остывании [1]. На это указывает значительное уменьшение числа n проходов до затупления резцов из сплава ТТ20К9 при увеличении скорости резания (см. таблицу), что можно объяснить

только большей температурой резца в момент завершения прохода при больших скоростях. Чем больше разность температур в начале и конце остывания, тем больше внутренние напряжения в твердом сплаве, и, соответственно, интенсивнее скальвание. Поэтому локальные сколы вершины при точении на проход имеют одну природу со сколами при сохранении на резце застойной зоны, т. е. являются адгезионными. Главная их особенность — они не обусловлены видом контактного взаимодействия и имеют место в широком диапазоне скоростей резания как для вольфрамокобальтового, так и для титансодержащего инструмента.

Основная причина таких сколов — отгибание заусенца, а не уменьшение глубины резания при выходе лезвия из заготовки. Известно, что толщина среза влияет на температуру больше, чем ширина. Был проведен следующий опыт. Выход резца осуществляли в канавку со стенкой, наклоненной к оси заготовки под углом 45° . Эксперимент (сплав ВК6, $v = 60$ м/мин, $L_{\Pi} = 25$ м) показал полное отсутствие заусенца. Поэтому, несмотря на более плавное уменьшение глубины резания (ширины среза) при выходе резца из заготовки, размеры налипа на вершине и интенсивность адгезионных сколов уменьшились в несколько раз: после 40 проходов ($L = 1000$ м) резцы не затуплялись ($h_b \leq 0,15 \div 0,2$ мм; эксперимент до конца не доводили).

Уменьшить заусенец при выходе резца из заготовки можно и снижением силы резания. Очевидно, что увеличение переднего угла инструмента, как и при разрушении режущей кромки на всей ширине среза, приведет к снижению интенсивности локального адгезионного скальвания вершины при точении на проход. Но причина в этом случае иная — уменьшение силы, отгибающей заусенец. Кроме того, при обработке деталей из аустенитных сталей на проходе на производстве часто используют резцы с углом $\varphi = 90^\circ$ и минимальным радиусом r . Такая геометрия инструмента способствует уменьшению составляющей P_y силы резания, под действием которой отгибается заусенец, хотя увеличение угла φ одновременно приводит к увеличению толщины среза, температуры резания и интенсивности изнашивания, а также увеличению ударных нагрузок при неравномерном припуске. Увеличение радиуса r , с одной стороны, упрочняет вершину резца, с другой — также ведет к увеличению силы P_y . В наших исследованиях попытка снизить интенсивность скальвания вершины при резании на проход увеличением радиуса r до 0,8 мм привела лишь к смещению сколов в сторону вспомогательной режущей кромки.

Таким образом, полностью устранить адгезионные сколы при точении на проход не представляется возможным. Этим оно отличается от точения в упор, при котором проблема решается очевидны-

Обработка материалов без снятия стружки

УДК 621.438-46:621.921

В. А. САНИНСКИЙ, д-р техн. наук (Волжский ПИ — филиал Волгоградского ГТУ), e-mail: saninv@rambler.ru

Совершенствование технологии обработки трубных заготовок

Рассматриваются усовершенствованные способ и устройство для одновременной гидроабразивной обработки наружных и внутренних поверхностей трубных заготовок, а также режимы пневмо- и гидроабразивной обработок и вихрефрезерования.

Ключевые слова: гидроабразивная обработка, трубная заготовка, наружная и внутренняя поверхности, режимы обработки, рабочая камера, многоместное приспособление.

The improved method and device for simultaneous hydroabrasive treatment of external and internal surfaces of tubular billets, and also the modes of pneumo- and hydro-abrasive treatment and whirl milling are considered.

Keywords: hydroabrasive treatment, tubular billet, external and internal surfaces, processing modes, working chamber, multiple jig.

Для очистки труб перед нанесением защитного полимерного покрытия в настоящее время широко используют воздушную струю с абразивными частицами, подаваемую в полости длинномерных труб (рис. 1). Стандартные требования к операциям

очистки таких труб от окалины и ржавчины предусматривают пескоструйную обработку [1, 2]. Операции выполняют до достижения необходимой степени очистки поверхности [3].

Используемые абразивные материалы должны отвечать следующим требованиям: твердость по ИСО 11127-4—1993; фракционный состав по ИСО 11127-2—1993; плотность по ИСО 11127-3—1993; влажность по ИСО 11127-6—1993.

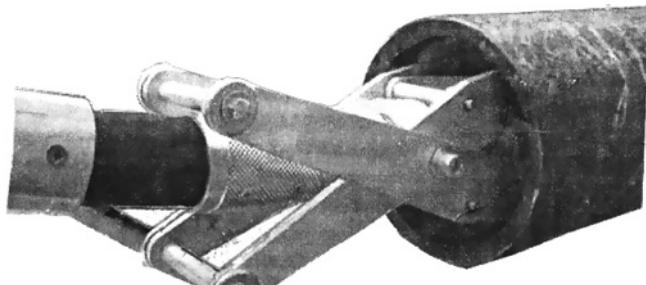


Рис. 1. Устройство для пескоструйной обработки внутренней поверхности труб



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 69)

ми средствами — переходом к резанию без застойных явлений при увеличении скорости или использованием менее теплопроводных титансодержащих твердых сплавов, минимальная интенсивность изнашивания которых находится вне скоростного диапазона адгезионных сколов [1]. Поэтому при обработке деталей из аустенитных сталей следует, по возможности, избегать точения на проход. Например, не доводить до конца обработку шейки вала, имеющей наибольший диаметр, а оставшийся припуск срезать при последующем снятии фаски или подрезке торца и др. Любой квалифицированный технолог может продолжить перечень таких мероприятий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Липатов А. А. Адгезионные сколы твердосплавного инструмента при точении аустенитной стали // Вестник машиностроения. 2014. № 10. С. 68—75.

2. Материалы в машиностроении. Выбор и применение: Справочник в 5 т. Т. 3. Специальные стали и сплавы. М.: Машиностроение, 1968. 446 с.

3. Третьяков В. И. Основы металловедения и технологии производства спеченных твердых сплавов. М.: Металлургия, 1976. 528 с.

4. Липатов А. А. Влияние характера зависимости теплопроводности обрабатываемого материала от температуры на закономерности контактного взаимодействия и тип стружкообразования // СТИН. 2006. № 8. С. 37—40.

5. Липатов А. А. Влияние величины критерия затупления на выбор марки твердого сплава при точении аустенитной стали // СТИН. 2006. № 6. С. 16, 17.

6. Швец С. В. Повышение размерной стойкости резцов при тонком точении труднообрабатываемых материалов: Дис. ... канд. техн. наук. Одесса, 1979. 264 с.

7. Uehara K., Kanda Y., Kobayasi A. On the chipping phenomena of carbide cutting tools // CIRP Ann. 1977. 26. N 1, P. 11—16. (русский перевод в РЖ "Экспресс-информация". Серия "Режущие инструменты". 1978. № 4. Реферат 13).

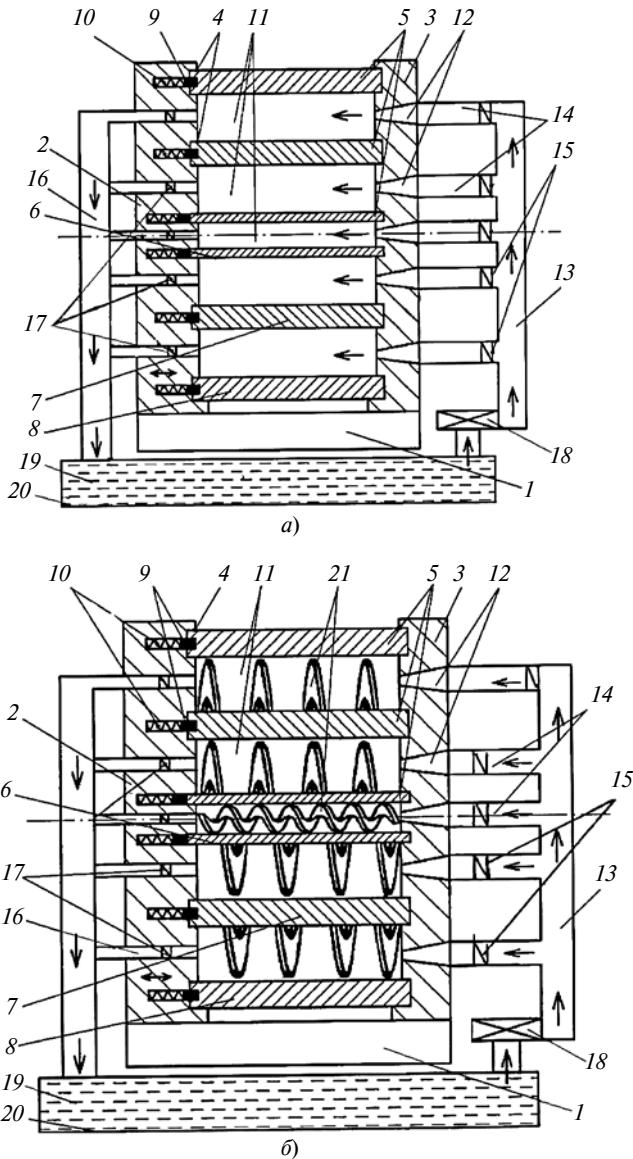


Рис. 2. Схемы устройства для одновременной ГАО наружных и внутренних поверхностей пакета соосно установленных труб [7] (а) и устройства со шнеком [8] (б)

Для пескоструйной обработки формируют пакет труб с выравниванием их торцов с одной стороны. Для труб диаметром 245 мм номинальная производительность очистки составляет не менее $80 \text{ м}^2/\text{ч}$ [2, 3]. Применяют кварцевые пески Гк-1, Гк-2, Гс-1, Гм-2 и 1К20203 по ГОСТ 2138—91 "Пески формовочные". Общие технические условия". Пески используют один раз. Обработку осуществляют с помощью аппарата, имеющего резервуар для абразива и до четырех абразивноструйных рукавов с насадками (коническими сменными соплами диаметром 12,5 или 16 мм) и компрессор.

По каждому рукаву через сопло-распылитель воздушно-абразивная струя подается к обрабатываемой поверхности и по мере движения распыли-

теля вдоль оси обрабатываемого отверстия происходит обработка только внутренней поверхности одной из труб в пакете. Вместимость резервуара для абразива — 200 л. Давление воздуха на сопле — 7 бар, рабочее давление — 3,5÷12 бар, максимальный расход воздуха — $16,1 \text{ м}^3$, производительность пескоструйного аппарата — 37 м^3 .

Известны результаты экспериментальных исследований [4], где установлены примерные параметры обработки: абразивный материал — электрокорунд 24А зернистостью М20; М40; М63; 8; 10; концентрация — $K = 20\%$; давление — $p_H = 0,1\div0,5 \text{ МПа}$; длина — $L = 50\div150 \text{ мм}$; угол атаки — $\alpha = 15\div90^\circ$; время обработки — $T = 0\div300 \text{ с}$ [4, 5].

По экспериментальным исследованиям [4] получили формулы для расчета параметра R_a шероховатости поверхности при известных нормальной силе N , наружном (p_H) и внутреннем (p_B) давлениях и длине L [7, 8]:

для угла атаки $\alpha = 15\div45^\circ$

$$R_a = 5,5 \cdot 10^2 N p_H^{0,87} + 0,14 \ln p L^{-0,45} \alpha^{0,48},$$

для угла атаки $\alpha = 45\div90^\circ$

$$R_a = 0,325 N p_H^{0,88} + 0,142 \ln p L^{-0,44}.$$

Для пневмоабразивной обработки установлена линейная зависимость шероховатости обработанной поверхности от размера абразивных частиц: с увеличением зернистости абразивного материала высота микронеровностей резко возрастает в результате увеличения размера лунок от действия частиц [4, 5].

Однако поочередная пневмоабразивная обработка труб малопроизводительна, так как для очистки наружной поверхности необходимы отдельная операция и дополнительная установка труб.

В Волжском ПИ — филиале ВолгГТУ, совместно со специалистами ОАО "Волжский трубный завод" разработаны способ и устройство для одновременной гидроабразивной обработки (ГАО) наружной и внутренней поверхностей [6] и усовершенствованный вариант устройства (рис. 2) [7].

Устройство работает следующим образом [7, 8].

Перед ГАО фланцы 2 и 3 устанавливают на основании 1 (см. рис. 2, а, б) на расстоянии, превышающем максимальную длину трубных заготовок. Включают привод зажима труб (не показан). При этом фланец 2 смещается так, что расстояние между ним и фланцем 3 уменьшается до величины, обеспечивающей центрирование трубных заготовок 6, 7 и 8 в выточках 4 и 5.

Сухари 9 под действием пружин 10 фиксируют трубные заготовки с образованием камеры, состоящей из полостей 11. При включении насоса 18

гидроабразивная жидкость 19 из резервуара 20 под давлением подается по напорному трубопроводу 13 и через сквозные отверстия 12, выполненные в виде сопел во фланце 3, в полости 11. При необходимости с помощью дросселей 15 подводов 14 можно регулировать давление и объем жидкости, подаваемой отдельно в каждую из полостей 11. Обратные клапаны 17 препятствуют попаданию гидроабразивной жидкости из сливного трубопровода 16 в полости 11. Сквозные отверстия 12 выполняют коническими, сужающимися к полости 11 (по направлению потока гидроабразивной среды), что способствует повышению давления и скорости гидроабразивной жидкости при подаче.

Давление гидроабразивной жидкости в рабочих камерах и диаметр сопел назначают, исходя из рекомендуемой скорости потока 50–100 м/с относительно обрабатываемой поверхности [6, 7], и уточняют экспериментально.

Необходимый угол α атаки абразивных частиц обеспечивает разработанное для ГАО устройство, содержащее шнек для отражения движущихся частиц (см. рис. 2, б) [8]. Устройство со шнеком работает аналогично устройству, приведенному на рис. 2, а, только в этом случае между трубными заготовками устанавливают шнеки 21. При этом ГАО подвергаются и внутренние, и наружные поверхности трубных заготовок с минимальным (труба 6) и промежуточным (труба 7) диаметрами и внутренняя поверхность трубной заготовки с максимальным диаметром (труба 8).

При движении гидроабразивная жидкость отражается от поверхностей шнеков 21, что приводит к завихрению потока и улучшает резание поверхности трубных заготовок 6, 7 и 8 способствуют ускорению потока жидкости у обрабатываемых поверхностей (пристенное ускорение), что повышает эффективность ГАО, а следовательно, ее производительность.

Под действием тангенциальной составляющей силы давления гидроабразивной жидкости, подаваемой в полости 11, шнеки 21 начинают вращаться. При вращении исключается длительный контакт наружных поверхностей шнеков с обрабатываемой поверхностью, т. е. не образуются пятна контакта, препятствующие прохождению абразивных частиц и, соответственно, резанию. После окончания ГАО поверхностей насос 18 отключают и извлекают обработанные трубные заготовки.

Таким образом, показано, что применение предложенного устройства для ГАО трубных заготовок с независимой подачей потока гидроабразивной среды в каждую полость 11 с обеспечением его завихрения и пристенного ускорения, повышает

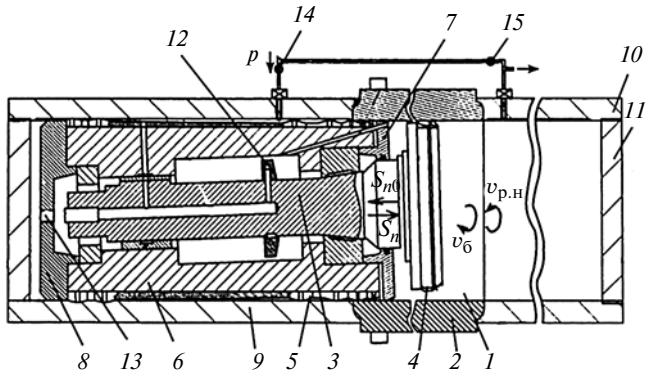


Рис. 3. Схема устройства для обработки внутренних поверхностей труб вихрефрезерованием и шлифованием [11]

эффективность и производительность обработки наружных и внутренних поверхностей трубных заготовок [9].

Другое решение обработки трубных заготовок — лезвийная обработка с обеспечением жестких требований к прямолинейности оси глубокого отверстия длинномерных труб [10–12]. В ВПИ совместно со специалистами ОАО ВТЗ разработаны способ и устройство для удаления в глубоких отверстиях дефектов metallургического производства в виде наплыпов, которые не удаляются другими способами, в том числе и растачиванием, из-за их существенных размеров, влияющих на припуски под растачивание и приводящих к поломке расточных резцов.

Устройство (рис. 3) позволяет осуществить вихрефрезерование, которое обеспечивает надежное отделение и отвод стружки и исключает поломки резцов фрезерных головок [10, 11].

Вихрефрезерование методом винтовой интерполяции [7] и последующее режуще-деформирующее прошивание глубокого отверстия 1 осуществляется, когда одновременно с продольной подачей на турбину 12 подают рабочую жидкость через дроссель 13 в задней крышке 8 пиноли 6, создавая планетарное вращение борштанги 3 со скоростью v_b и усилие резания на инструменте 4, при вращении которого со скоростью $v_{p,h} < v_b$ с внутренней поверхности трубы снимается общий припуск вихрефрезерованием и осуществляется ее упрочнение ППД. Одновременно труба базируется с натягом зубьями 5 дорна. Натяг обеспечивает жесткость базирования пиноли и, соответственно, точность обработки.

Сохраняя постоянное в течение прямого рабочего хода давление, после перевода пиноли 6 во внутреннюю полость выходного люнета 10 давление воздуха переключают при помощи реверсивного крана 15 в полость между заглушкой 11 и передней крышкой 7 пиноли. При этом совершается

обратный рабочий ход пиноли и осуществляется повторное дорнование отверстия 1. После возвращения пиноли в исходное положение во входной люнет 9 давление снимают и удаляют трубную заготовку 2. Для обработки следующей трубной заготовки давление переключают при помощи левого реверсивного крана 14 и операции повторяют.

Предложенный способ механической обработки глубокого отверстия позволяет сократить срок производства, повысить гибкость переналадки на другой типоразмер труб при сохранении качества обработки, уменьшить габаритные размеры оборудования и занимаемые им площади. Оптимизацию производительности вихрефрезерования можно определить по рекомендациям работы [12]:

$$\left\| \begin{array}{l} \Pi(\bar{X}) \rightarrow \max; \\ \bar{X} \in F_v; \\ \bar{X} = S; \\ F = \{\bar{X} : f_i(\bar{X}) \leq i\}, i = 1, X; \\ v \geq 0; \quad S \geq 0, \end{array} \right.$$

где $\Pi(\bar{X})$ — целевая функция, в рассматриваемом примере это производительность; \bar{X} — режимы резания; $\Pi = CvS$ (C — коэффициент, не зависящий от скорости v резания и подачи S); F — множество допустимых режимов резания, определяемое ограничениями.

Приняты следующие основные ограничения [12]: по паспортным данным станка; мощности станка; прочности фрезы; стойкости инструмента; точности обработки; высоте неровностей.

В Волжском ПИ на принципе устройств [6, 7] разработаны усовершенствованные устройства и инструмент для ГАО [13—17].

Применение высокопроизводительного фрезерования фасонными и зуборезными фрезами с модифицированным профилем [12] позволило совершенствовать отделочные операции при производстве труб [10, 11]. При замене фрезерных головок в устройствах [10, 11] шлифовальными кругами и изменении режимов резания можно осуществлять внутреннее шлифование глубоких отверстий в трубах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **API Spek 5CT.** Обсадные или насосно-компрессорные трубы с гладкими концами, с резьбой и муфтами, муфты для обсадных и насосно-компрессорных труб. Спецификация. Издание 5. Американский нефтяной институт. 2008.

2. **ISO 851-1—2007.** Подготовка стальной поверхности перед нанесением красок и относящихся к ним про-

дуктам. Визуальная оценка степени чистоты поверхности. Ч. 1. Степень ржавости и степень подготовки непокрытой стальной поверхности и стальной поверхности после удаления прежних покрытий. Сертификат. Международная организация по стандартизации. 2007.

3. **ISO 11127-3—1993.** Подготовка стальной основы перед нанесением красок и связанных с ними продуктов. Методы испытания неметаллических абразивов перед песко-дробеструйной обработкой. Ч. 3. Определение объемной плотности. Сертификат. Международная организация по стандартизации, 1993.

4. **Второв Е. Л., Мещеряков Л. В., Никифоров В. Г.** Влияние режимов и схем гидроабразивной обработки образцов и лопаток ГТД из титановых и жаропрочных сплавов на производительность и качество поверхности // Прогрессивные методы в технологии производства авиадвигателей. Куйбышев: КуАИ, 1984.

5. **Влияние** режимов гидроабразивной обработки жаропрочных и титановых сплавов на производительность и шероховатость / Е. Л. Второв, А. В. Мещеряков, Л. С. Попов, В. Г. Никифоров // Прогрессивные методы проектирования технологических процессов и производства двигателей летательных аппаратов. Куйбышев: КуАИ, 1983.

6. **Полезная модель 152429 Рос. Федерация:** МПК B24C3/02, B24C9/00. Устройство для гидроабразивной обработки внутренних и наружных поверхностей трубных заготовок.

7. **Полезная модель 156438 Рос. Федерация.** Устройство для гидроабразивной обработки внутренних и наружных поверхностей трубных заготовок.

8. **Полезная модель 2015108307 Рос. Федерация.** Устройство для гидроабразивной обработки внутренних и наружных поверхностей трубных заготовок.

9. **Томаркин М. А., Тихонов А. А.** Методика расчета съема металла при гидроабразивной обработке // Вестник ДГТУ. 2011. Т. 11. № 3(54).

10. **Полезная модель 144594 Рос. Федерация:** МПК B23B41/00. Металлорежущий станок.

11. **Полезная модель 143938 Рос. Федерация:** МПК B23B41/02. Устройство для механической обработки глубоких отверстий.

12. **Смольников Н. Я., Кудряшов Е. А.** Высокопроизводительное фрезерование фасонными и зуборезными фрезами модифицированного профиля. М.: Машиностроение, 2009. Т. 2. 213 с.

13. **Полезная модель 2015108110 Рос. Федерация.** Устройство для гидроабразивной обработки внутренних и наружных поверхностей трубных заготовок.

14. **Полезная модель 2015108275 Рос. Федерация.** Устройство для гидроабразивной обработки внутренних и наружных поверхностей трубных заготовок.

15. **Полезная модель 2015125838 Рос. Федерация.** Устройство для гидроабразивной обработки внутренних и наружных поверхностей трубных заготовок.

16. **Полезная модель 2015133730 Рос. Федерация.** Инструмент для зачистки поверхности трубных заготовок.

17. **Полезная модель 2015125838 Рос. Федерация.** Устройство для гидроабразивной обработки внутренних и наружных поверхностей трубных заготовок.

Г. А. ДАНИЛИН, д-р техн. наук, Д. С. ФИЛИН, канд. техн. наук
(Балтийский ГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д. Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург),
С. Г. ВОЛЖИН (ОАО "Тульский патронный завод"), e-mail: bgtu_e4@mail.ru

Исследование продольно-поперечного выдавливания полых полуфабрикатов из прутковых заготовок¹

Исследовано комбинированное продольно-поперечное выдавливание полых полуфабрикатов из прутковых заготовок. Предложен критерий оценки прочности заготовок. По напряженно-деформированному состоянию заготовок установлены ограничения на процесс для исключения снижения прочности боковой поверхности и воздействия критических нагрузок на инструмент.

Ключевые слова: холодная штамповка, комбинированное выдавливание, коэффициент использования материала, технологическая сила, допустимая деформация, удельные нагрузки.

The combined longitudinal-lateral extrusion of hollow semi-products from bar stocks is studied. The assessment criteria of stocks strength is suggested. On the stressed-deformed state of stocks the limitations on the process are determined to exclude strength decrease of a side surface and action of critical loads on a tool.

Keywords: cold stamping, combined extrusion, material utilization ratio, technological force, allowable deformation, unit loads.

Возможности совершенствования листовой штамповки, применяемой для массового производства, например, элементов боеприпасов, которые изготавливают в основном из стального или биметаллического листа, в настоящее время фактически исчерпаны.

При использовании листового материала образуются значительные отходы, поэтому примерно с середины 1930-х годов рассматривается возможность применения пруткового материала. Проводимые в России и за рубежом исследования подтверждают перспективность такого перехода [1–4]. Основной проблемой является отсутствие качественного пруткового материала, объемы производства которого сегодня невелики, а стоимость выше, чем листового материала, что снижает рентабельность его применения.

Традиционно полые полуфабрикаты из прутковых заготовок изготавливают продольным обратным выдавливанием, которое, несмотря на достаточную его разработку и простоту реализации, имеет ряд недостатков. Основной недостаток — высокие удельные нагрузки на инструмент, достигающие предела прочности материала инструмента. Кроме того,

продольное выдавливание целесообразно только для получения относительно невысоких заготовок, что требует значительных энергозатрат на калибровку [5].

Решить проблему можно применением комбинированного выдавливания. Согласно классификации, предложенной в работе [6], наиболее рациональным является комбинированное продольно-поперечное выдавливание (ППВ) (рис. 1), которое по сравнению с продольным выдавливанием имеет ряд преимуществ:

диаметр заготовки меньше диаметра полуфабриката, что облегчает отрезку, повышает качество среза, позволяет исключить или минимизировать калибровку;

снижение в 1,5–1,8 раза удельных нагрузок на инструмент;

меньшее искажение торца на заготовительных операциях;

форма полуфабриката после выдавливания позволяет на последующих операциях вытяжки исключить деформацию утолщенного дна заготовки, что повышает стойкость рабочего инструмента.

Наиболее рациональной является закрытая схема ППВ (см.

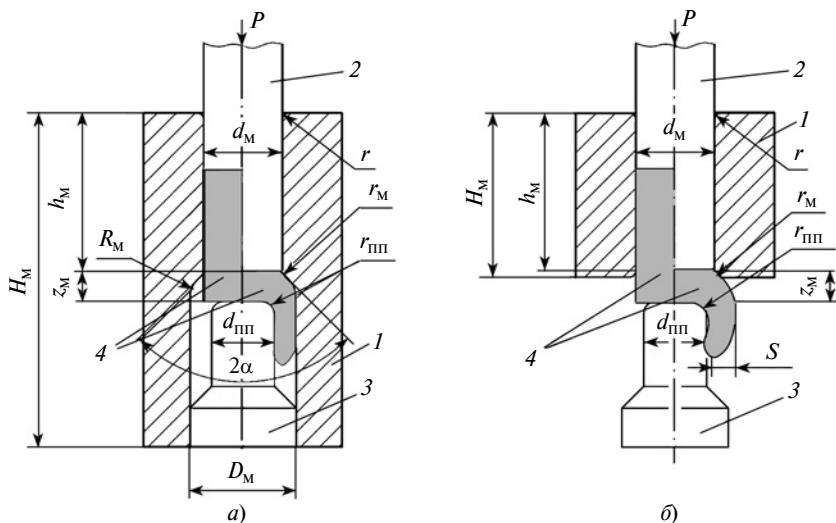


Рис. 1. Закрытая (а) и открытая (б) схемы комбинированного ППВ:
1 — матрица; 2 — пuhanсон; 3 — противопuhanсон; 4 — заготовка-полуфабрикат

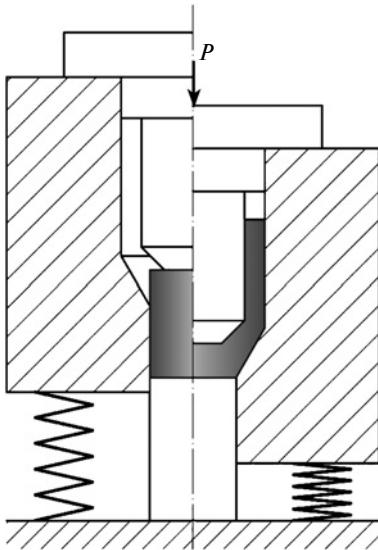


Рис. 2. Схема экспериментального штампа с подвижной матрицей для ППВ с раздачей

рис. 1, а) — выдавливание с раздачей, которая рассматривалась в работе [7] только при использовании матрицы с конической переходной поверхностью и противопуансона (рис. 2). Применение подвижной матрицы облегчает извлечение полуфабриката. Однако в некоторых случаях применение ППВ оказывается затруднительным. Во-первых, при последующем формоизменении полого полуфабриката из-за конической формы придонного участка повышается вероятность образования внутреннего наплыва металла, например на последующих операциях вытяжки. Во-вторых, объем заготовок может ограничивать возможные размеры полуфабрикатов. Взаимодействия заготовок с инструментом во многом схожи, но наличие больших радиусных переходов требует отдельного исследования соответствующей схемы и качественной оценки влияния технологических факторов на процесс.

Исследование [8] влияния разных факторов на силовой режим и напряженно-деформированное состояние (НДС) заготовки выявило пять характерных стадий процесса.

На первой стадии изменение габаритных размеров при сохранении их относительных значений не выявило заметного влияния на характер изменения силы и формирование очага пластической деформации (ОПД). Отметим, что с увеличением диаметра исходной заготовки переход от одной стадии к другой становится более четким, кроме того, при его увеличении с 10 до 30 мм удельная нагрузка на инструмент уменьшается на 100÷200 МПа. Под действием пуансона происходит осадка заготовки и зарождение ОПД, имеющего форму полусферы. На торце противопуансона образуется зона торможения.

На второй стадии продолжается формирование ОПД выдавливанием металла в зазор. Внутренние слои металла испытывают большее торможение трением, чем наружные, в результате на торце полуфабриката образуется утяжина.

На третьей стадии технологическая сила стабилизируется, наибольшее ее значение достигается при увеличении площади поверхности трения заготовки по противопуансону. Окончанием данной стадии является момент касания поверхностей заготовки и выходной части матрицы.

На четвертой стадии технологическая сила увеличивается в результате принудительного заполнения материалом зазора между опорным пуансоном и матрицей и увеличения поверхности трения. Формируется толщина стенки.

Пятую стадию можно условно считать стационарной. Увеличивается высота полуфабриката. Сила практически не изменяется, небольшое ее увеличение связано с уменьшением толщины дна при сближении торцов пуансонов и повышением сил трения на контактирующих поверхностях.

Одним из критериев, ограничивающих процесс, следует считать возможность разрушения

боковой поверхности заготовки в зоне конусного перехода под действием тангенциальных растягивающих напряжений. При небольших углах конусной части такая проблема не возникает или меньше проявляется вследствие создания постоянного контакта металла с инструментом.

Другим критерием, как и для всех процессов выдавливания, является максимальная удельная нагрузка на инструмент, определяющая его прочность.

Установлено, что ППВ характеризуется сложным изменением НДС в зоне деформации и значительной неравномерностью распределения в ней напряжений и деформаций. Анализ НДС зоны А—Б по стадиям показал, что наиболее опасной для сохранения прочности заготовки следует считать конец третьей стадии, когда сформирован ОПД (рис. 3). На наружной поверхности действуют значительные тангенциальные растягивающие напряжения, а НДС близко к одностороннему растяжению. Практически отсутствует контакт наружной поверхности заготовки с матрицей, что способствует появлению пористой поверхности, а в некоторых случаях и разрушению заготовки на этом участке.

Деформационное условие прочности заготовки можно сформулировать так: действительная деформация e наружной поверхности в опасной зоне не должна превышать предельное значение:

$$e_i \leq [e_{ipr}]$$

Согласно результатам моделирования среднюю деформацию наружной поверхности стенки полуфабриката можно приближенно рассчитать по формуле

$$e_i = \ln\left(\frac{D_m}{d_m}\right) + \\ + \ln\left(\frac{0,2(D_m + d_{pp})}{z_m}\right),$$

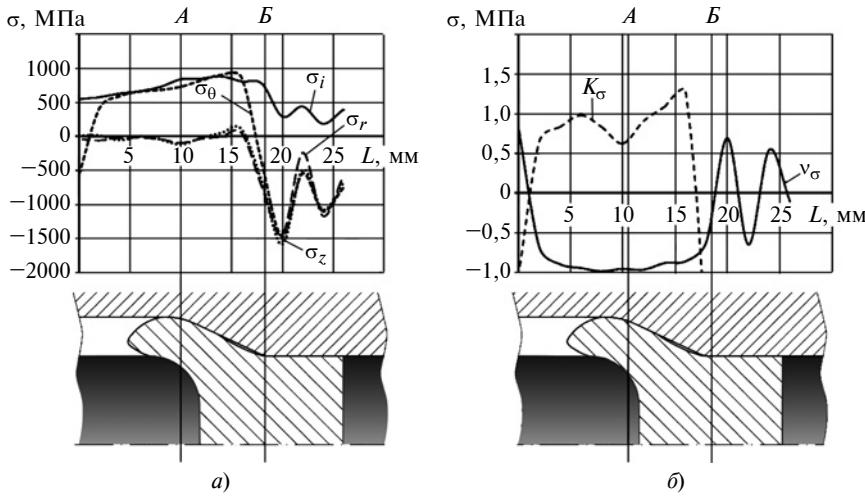


Рис. 3. Распределение компонентов НДС в конце третьей стадии:
а — интенсивности σ_0 , σ_r , σ_i напряжений и компонентов; б — характеристики вида и жесткости схемы напряженного состояния

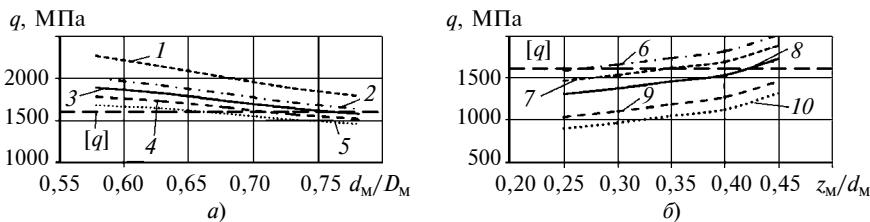


Рис. 4. Зависимости удельной силы q на пuhanсоне от отношения d_m/D_m (а) при $z_m/d_m = 0,45$ (1), $0,4$ (2), $0,35$ (3), $0,3$ (4) и $0,25$ (5) и от отношения z_m/d_m (б) при $S/d_m = 0,235$ (6), $0,25$ (7), $0,275$ (8), $0,3$ (9) и $0,325$ (10)

где D_m — выходной диаметр матрицы; d_m — приемный диаметр матрицы; d_{pp} — диаметр противопуансона; z_m — расстояние между торцом противопуансона и выходной частью матрицы.

Допустимую деформацию можно определить по соотношению:

$$[e_{ipr}] = e_{ipr} e^{-0,72K},$$

где e_{ipr} — предельная деформация образца при испытании на растяжении; $K = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/\sigma_i$ — коэффициент жесткости схемы НДС в рассматриваемой зоне выдавливаемой заготовки.

Образование трещин наиболее вероятно в сечении А (см. рис. 3). Несмотря на небольшие радиальное (σ_r) и осевое (σ_z) напряжения, они существенно влияют на жесткость схемы НДС, поэтому в этом сечении $K \approx 0,7$, что можно считать приближенным значени-

ем, так как точная оценка показателя жесткости схемы НДС требует дополнительного исследования.

Анализ ППВ позволил установить влияние факторов на силовой режим. Максимальные удельные нагрузки определяются в основном толщиной стенки и высотой положения противопуансона (рис. 4). Для минимизации удельных нагрузок при выдавливании относительная толщина стенки должна быть $S/d_m \geq 0,2$, а относительная рабочая высота положения противопуансона — $z_m/d_m \geq 0,25$.

При ППВ реализуются большие деформации, появляются участки со стационарным и нестационарным течением металла, а деформация является немонотонной. Поэтому для определения силовых параметров использу-

зовали метод баланса мощностей (МБМ) [9]:

$$W_p = W_i + W_\Delta + W_\tau,$$

где

$$\left| \begin{array}{l} W_p = \iint_F q v dF; \\ W_i = \iiint_V \sigma_i \dot{\varepsilon}_i dV; \\ W_\Delta = \iint_{F_\Delta} (\sigma_i)_\Delta \frac{|\Delta u|}{\sqrt{3}} dF; \\ W_\tau = \iint_{F_\tau} \tau_k v_c dF, \end{array} \right. \quad (1)$$

где W_p — мощность деформирующих нагрузок на единице поверхности F_k ; W_i — мощность внутренних сил в пластически деформированном объеме V заготовки; W_Δ — мощность максимальных касательных напряжений на всех поверхностях F_Δ разрыва скоростей; W_τ — мощность сил τ_k контактного трения на единице поверхности F_τ контакта.

Для анализа приняли расчетную схему (рис. 5), соответствующую четвертой стадии процесса, в конце которой формируется ОПД и происходит касание стенкой поверхности матрицы. Центр сферической системы координат находится на оси симметрии, а его положение на оси определяется пересечением луча, заданного углом конусности матрицы, с осью симметрии. Границы характерных участков обозначены опорными точками a , a' , b , b' , c , c' , d , d' , а границы деформируемого объема металла — лучами, проведенными из центра координат до точек a , b , c и d , которые являются радиусами. В представленной схеме зоны 1, 4 и 5 прияты абсолютно жесткими, зоны 2 и 3 — идеально пластичными.

Для выделенных зон функция течения металла в ОПД имеет вид:

$$\Phi_2 = -0,5v_0 \frac{R_1^2 - c^2}{\rho^2 - c^2} \times \times (\rho^2 \sin^2 \theta - c^2 \sin^2 \alpha_M). \quad (2)$$

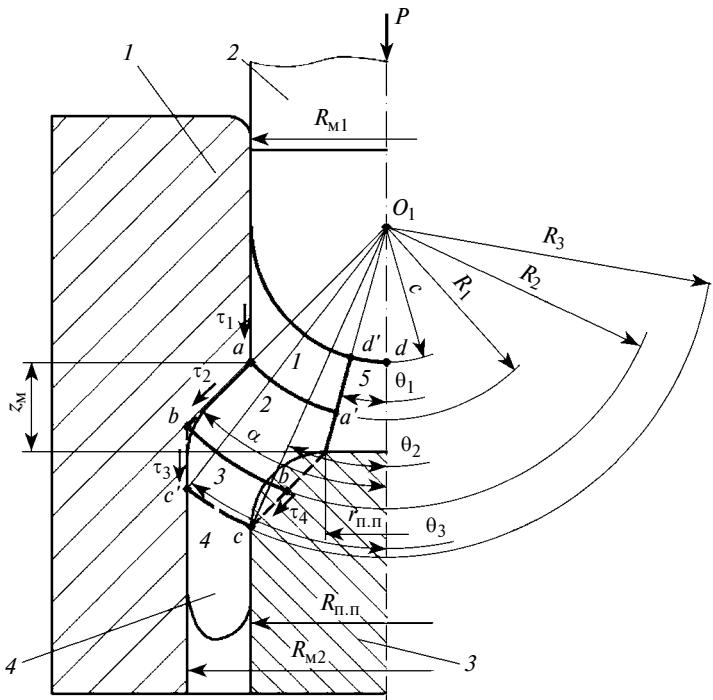


Рис. 5. Схема ППВ для расчета мощностей внешних и внутренних сил:
1 — матрица; 2 — пuhanсон; 3 — противопuhanсон; 4 — заготовка

Интегрирование уравнений (1) с учетом функции (2) и граничных условий для разных участков заготовки позволяет рассчитывать технологическую силу. Сравнения показали, что сила, рассчитанная МБМ, на 25÷35 % больше силы, полученной компьютерным моделированием (КМ) (таблица). Поэтому для расчета технологической силы провели корректировку и вывели эмпирическую зависимость, учитывающую

все основные факторы, влияющие на процесс:

$$P_T = 0,64 \frac{\pi}{4} d_{\pi}^2 \frac{\sigma_i}{3} \left\{ \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_i} \left(\frac{D_M}{d_{\pi}} \right)^2 \frac{D_M}{d_{\pi}} + \left(\frac{S}{d_{\pi}} \right)^{-0,6} + 2,2 \pi \frac{z_M}{d_{\pi}} \right\}, \quad (3)$$

где $\sigma_i = \sigma_{i\psi}(1 - \varepsilon_{i\psi}) + \varepsilon_i \sigma_{iy}$.

При этом следует учитывать, что для реализации закрытого ППВ должны выполняться усло-

вия: $z_M > 1,2S$ и $S/d_M \leq 0,3$. В случае их невыполнения возможно искажение наружной и внутренней формы стенки. Увеличение $z_M/d_M > 0,4$ нерационально из-за возрастания технологической силы. Установлено, что в границах проведения ППВ зависимость (3) обеспечивает большую на 10 % точность расчетов относительно экспериментального определения силы.

Экспериментальная проверка возможностей ППВ, проведенная на медных образцах, показала незначительные отклонения технологических сил от сил, полученных компьютерным моделированием на каждой стадии процесса.

Таким образом, доказана возможность изготовления полуфабрикатов с высоким качеством криволинейной поверхности, что способствует ее надежному центрированию на дальнейших операциях. При деформации выше предельной ($e_i = 0,97 > [e_{i\text{пр}}] = 0,85$) наружная поверхность становится пористой, без образования видимых трещин или разрушения заготовки, что подтверждает правильность принятого критерия прочности. При изготовлении полых деталей ППВ целесообразно использовать подвижную матрицу для более легкого удаления полуфабриката из штампа.

Выводы

Результаты компьютерного моделирования показали, что при ППВ реализуется сложная схема НДС с заметной неоднородностью деформаций и напряжений по объему штампуемой детали.

Установлено, что формоизменение заготовки при ППВ ограничивается образованием продольных трещин на наружной поверхности в угловой зоне, где действуют наибольшие тангенциальные растягивающие напряжения σ_θ .

Значения удельных нагрузок на инструмент при ППВ, полученные КМ и МБМ

Параметр	Значение параметра	$q_{\max \text{ КМ}}$, МПа	$q_{\max \text{ МБМ}}$, МПа	$\frac{q_{\max \text{ МБМ}} - q_{\max \text{ КМ}}}{q_{\max \text{ КМ}}} \cdot 100 \%$
Выходной диаметр D_M , мм	28,0	1706,14	2072,83	21,5
	29,4	1731,60	2129,17	23,0
	30,0	1772,98	2149,54	21,2
Толщина стенки S , мм	4,7	1731,60	2129,17	23,0
	5,0	1610,64	2162,59	34,3
Диаметр заготовки d_M , мм	18,5	1822,90	2341,12	28,4
	20,0	1731,60	2129,17	23,0
	21,5	1641,64	1942,43	18,3
Высота противопuhanсона z_M , мм	5	1578,81	2160,05	36,8
	6	1648,84	2143,81	30,0
Угол конусности α°	25	1400,56	1800,675	28,6
	35	1502,419	2037,179	35,6

Е. Н. СОСЕНУШКИН, д-р техн. наук, Л. М. ОВЕЧКИН, канд. техн. наук., А. Е. СОСЕНУШКИН
(МГТУ "СТАНКИН"), e-mail: sen@stankin.ru

Технология углового прессования и ее анализ с помощью компьютерных и физических моделей¹

Представлены результаты компьютерного моделирования и физического эксперимента по угловому прессованию заготовок из сплава АД1. Изменения структуры и механических свойств исследуемого материала подтверждены микроструктурными и дюрометрическими исследованиями.

Ключевые слова: угловое прессование, сила прессования, моделирование, структура, твердость.

The results of computer modeling and physical experiment on angular pressing of billets from AD1 alloy are presented. The changes of structure and mechanical properties of the studied material are confirmed by microstructural and durametric researches.

Keywords: angular pressing, pressing force, modeling, structure, hardness.

Сегодня в машиностроении используют высокотехнологичные конструкционные материалы [1]: легкие и прочные сплавы на основе Al и Ti, конструкционные стали [2], труднодеформируемые сплавы, а также различные способы их поверхностного упрочнения и нанесение покрытий, улучшающие эксплуатационные свойства изделий. Правильный

выбор материала позволяет оптимизировать конструкцию изделия, повысить его производительность и ресурс, снизить металлоемкость при изготовлении и энергозатраты при эксплуатации, повысить его экологичность. К таким материалам можно отнести субмикрокристаллические (СМК) и нанокристаллические (НК) материалы, которые благодаря особо измельченной структуре обладают повышенными механическими свойствами. Размеры (или один размер в определенном направлении) кристаллических зерен данных материалов не превышают 100 нм. Созданы и выпускаются крупнозернистые и ультрамелкозернистые материалы, а также материалы, размер зерен которых меньше 1 нм. Исследования свойств данных материалов позволяют оценить их эксплуатационные возможности для более эффективного применения.

Актуальность данного направления подтверждает Указ Президента РФ № 899 от 07.07.2011 г. "Об утверждении приоритетных направлений развития науки и техники в Российской Федерации и перечня критических технологий", в котором особо отмечена актуальность развития нанотехнологий, а также создания и применения наноматериалов.

Совершенствование технологий получения и способов обработки конструкционных наноматериалов обусловлено достижениями российских научных школ в области создания и исследования

¹ Работа профинансирована Министерством образования и науки РФ в рамках государственного задания в сфере научной деятельности МГТУ "СТАНКИН".



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 77)

Применение ППВ для изготовления полых деталей из прутковой заготовки повышает эффективность производства ввиду меньшей стоимости исходного материала, минимизации отходов, снижения силовых нагрузок на операциях резки прутка, выдавливания и вытяжки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 2446909 Рос. Федерации:** МПК B21K21/04. Способ изготовления гильз патронов стрелкового оружия.

2. **Пат. 2433012 Рос. Федерации:** МПК B21K 21/04. Способ изготовления гильз патронов стрелкового оружия.

3. **Пат. 2313416 Рос. Федерации:** МПК B21K 21/04. Способ изготовления полых тонкостенных деталей.

4. **Пат. 229911 Рос. Федерации:** МПК B21K 21/04. Способ изготовления полых деталей.

5. **Сопротивление** материалов пластическому деформированию в приложениях к процессам обработки металлов давлением / Под ред. А. В. Лясникова. СПб.: Внешторгиздат Петербург, 1995. 528 с.

6. **Гуменюк Ю. И., Кузнецов Д. П.** Общая и специальная терминология ОМД на примере классификации основных видов процесса выдавливания

ния // Заготовительные производства в машиностроении. 2005. № 2. С. 26–35.

7. **Дмитриев А. М., Воронцов А. Л.** Выдавливание полых изделий с раздачей заготовки в движущейся матрице // Вестник машиностроения. 2004. № 10. С. 55–61.

8. **Данилин Г. А., Филин Д. С.** Оценка технологических возможностей и рациональных условий проведения процесса продольно-поперечного выдавливания // Металлообработка. 2014. № 3. С. 3–9.

9. **Данилин Г. А., Филин Д. С.** Определение силовых параметров процесса продольно-поперечного выдавливания // Металлообработка. 2014. № 3. С. 55–59.

nanoструктурных конструкционных материалов с уникальными свойствами, что стало возможным с появлением высокоеффективной регистрирующей аппаратуры, интеллектуальных средств испытаний, вычислений и измерений, расширявших возможности исследований. Таким образом, с новой степенью развития оборудования стало возможным управление процессом структурообразования при получении материалов и новых решений в металловедении.

Традиционные способы обработки материалов: холодная, полугорячая, горячая объемная штамповка [3–5] и гидромеханическая штамповка [6], не могут обеспечить такие структурные преобразования в материале, которые обеспечивали бы получение зерен ультрамелких размеров. Как правило, пластической обработкой получают фрагменты с малоугловыми разориентировками. Интенсивная пластическая деформация, способствующая формированию ультрамелкозернистой структуры и повышению механических свойств получаемого материала, достигается равноканальным угловым прессованием (РКУП) [7–9], которое протекает с преобладанием механической деформации, обусловленной простым сдвигом.

На начальном этапе перестройки структуры материала доминирующим является дислокационное скольжение, лежащее в основе механизма возникновения новых границ зерен. Однако большие деформации приводят к измельчению структуры и упрочнению обрабатываемого металла, что вызывает преобладание зернограницевых некристаллографических сдвигов, являющихся причиной увеличения угловых разориентировок границ. Чем больше накопленная деформация сдвига при угловом прессовании и меньше фрагменты структуры, тем значительнее изменяются показатели свойств металла [10].

Цель данной работы — подтверждение теории о связи накопленных деформаций и геометрических параметров каналов матрицы со структурой металлических материалов, а следовательно, и их свойствами. Для этого с помощью моделей [11] исследовали влияние технологических параметров на кинематику течения металла и энергосиловые условия углового прессования [12, 13], выполняли физическое моделирование заготовок с измельченной структурой [14].

Результаты компьютерного моделирования

Моделирование выполняли в среде QFORM 3D. Получены зависимости силы F углового прессования от хода h пuhanсона и радиусов сопряжения каналов (рис. 1). При увеличении одного из радиусов сопряжения — внутреннего (r) или внешнего (R), больше $5D/16$ мм (где D — характерный размер поперечного сечения заготовки) имеет место двухступенчатое изменение силы прессования. Это обусловлено деформированием выходного торца

заготовки по радиусу сопряжения каналов и последующим изменением механизма деформации на изгиб. Анализ моделирования равноканального углового прессования (РКУП) с целью выработки конструкторских решений при проектировании штамповой оснастки показал целесообразность выполнения канала матрицы с внутренним и внешним радиусами сопряжения соответственно $r = D/8$ и $R = 5D/16$ мм. Это обеспечивает беспрепятственное проталкивание заготовки в канал матрицы и сдвиговое деформирование при повышении силы прессования без скачков, а также минимальное искажение выходного торца заготовки, что повышает коэффициент использования металла.

Силу прессования также определяет угол 2φ пересечения каналов (рис. 2).

Решением системы уравнений равновесия получили математическую модель удельной осевой силы прессования в каналах матрицы:

$$p_{z0} = \frac{p_0 + k(\mu + ctg\varphi)}{1 - \mu ctg\varphi}, \quad (1)$$

где $p_0 = \mu(k + 2,57kctg\varphi)$ — противодавление со стороны выходного канала; k — постоянная пластичности; μ — коэффициент трения.

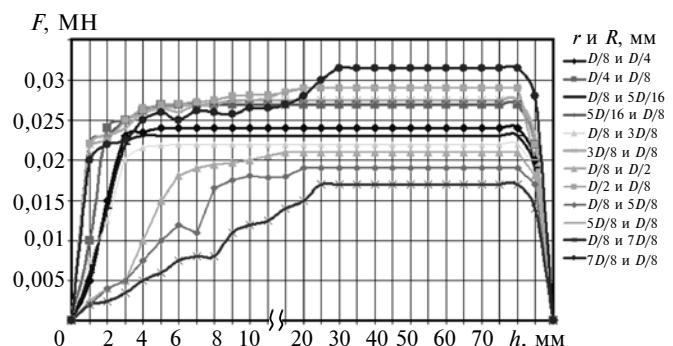


Рис. 1. Зависимости силы F прессования от хода h пuhanсона при разных значениях радиусов r и R каналов

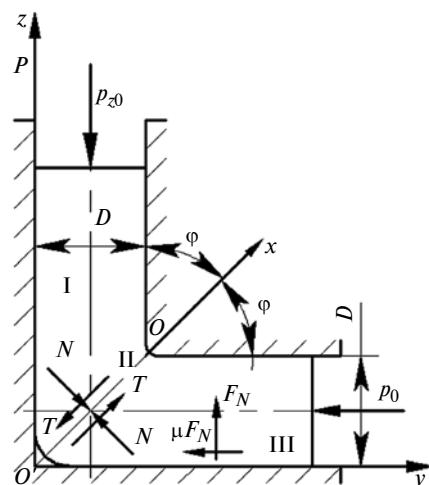


Рис. 2. Схема сил, действующих при прессовании

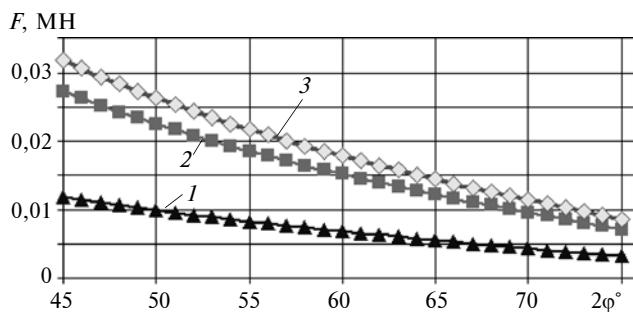


Рис. 3. Зависимости силы F прессования от угла 2ϕ пересечения каналов:

1 и 2 — первый цикл прессования без учета и с учетом трения;
3 — второй цикл прессования с учетом трения

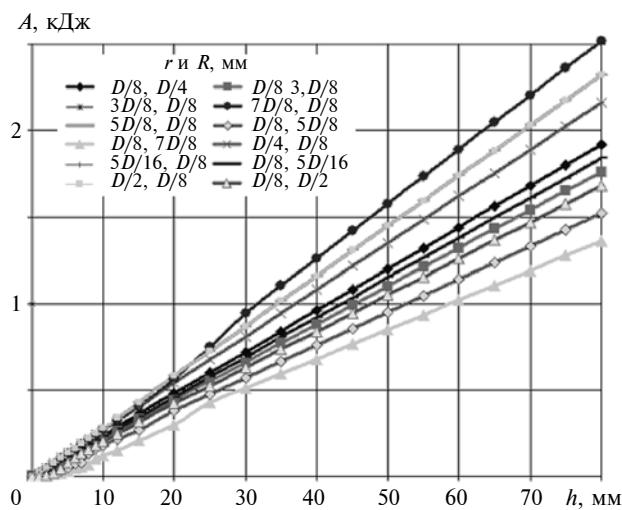


Рис. 4. Зависимости работы A пластической деформации от хода h пуансона при разных значениях r и R

На рис. 3 представлены зависимости силы деформирования от угла пересечения каналов.

Анализ зависимости работы деформации от хода пuhanсона при разных радиусах сопряжения каналов показал линейный характер изменения работы деформации. На ее значение также влияет радиус сопряжения каналов (рис. 4). Однако при внешнем радиусе сопряжения каналов больше $D/2$ мм работа деформации уменьшается, зависимость становится нелинейной.

Моделирование позволило установить рациональные радиусы сопряжений каналов и углы их пересечения.

Физическое моделирование

С учетом того, что при изменении угла пересечения каналов матрицы деформационные и энергосиловые параметры углового прессования также изменяются, была разработана модульная штамповая оснастка с комплектом быстросъемных вставок, образующих канал, что обеспечивает быструю переналадку. Кроме того, модульность оснастки позволяет не только быстро изменить геометрию

канала, но и восстановить первоначальную форму при изнашивании его рабочей части.

На рис. 5 показан универсальный штамп для углового прессования с возможностью переналадки угла пересечения каналов в диапазоне $90^\circ \leq 2\varphi \leq 135^\circ$ при прессовании с одним или двумя очагами деформации.

При оптимизации процесса прессования необходимо исследовать кинематику течения прессуемого материала, зависимости изменения структурных и прочностных параметров заготовки от числа циклов нагружения. Для этого сначала прессовали составные образцы из свинца по традиционной схеме с одним очагом деформации, углом $2\varphi = 90^\circ$ и радиусами сопряжения $r = 2$ мм и $R = 5$ мм. Убедившись в работоспособности штамповой оснастки, перешли к прессованию заготовок из сплава АД1. Эксперименты проводили в соответствии с новым способом прессования [15] — чередованием заготовок из основного металла (алюминиевого сплава) и балластных заготовок из свинца для создания противодавления в каналах матрицы. Прессовали заготовки с квадратным сечением 16×16 мм

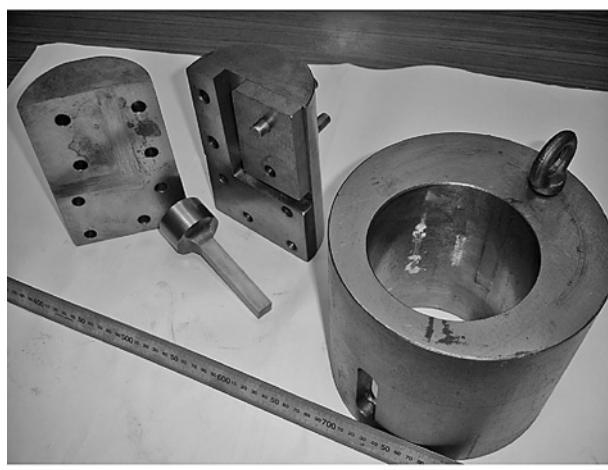
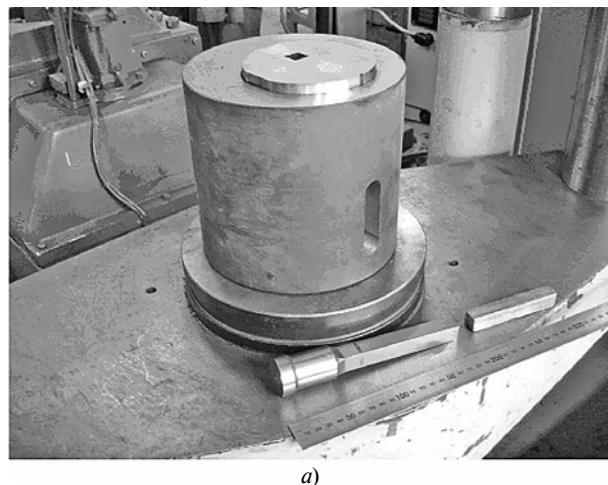


Рис. 5. Штамп в рабочем пространстве испытательной машины (а) и в разобранном состоянии (б).

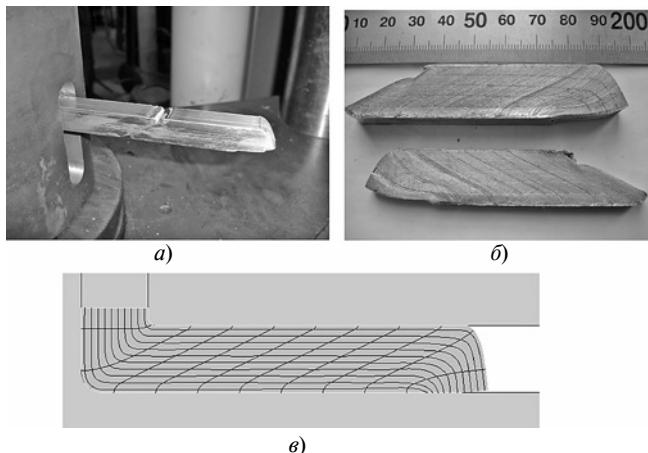


Рис. 6. Реализация РКУП:

а — прессование составных образцов; *б* — искажение сетки на деформированных заготовках; *в* — лагранжевые линии компьютерной модели

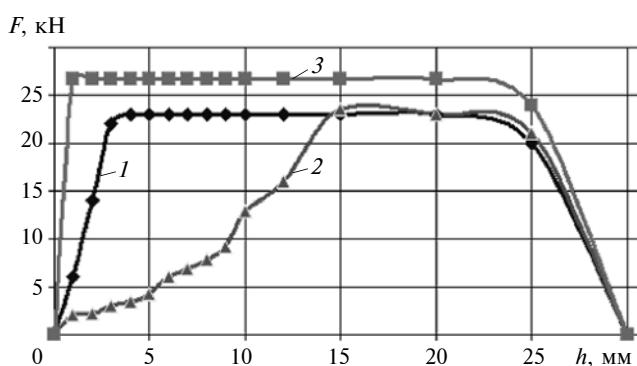


Рис. 7. Зависимости силы F углового прессования от хода h пuhanсона:

1 — моделирование при $r = 2$ мм и $R = 5$ мм; *2* — экспериментальные данные; *3* — аналитическая зависимость

длиной 100 мм. Чтобы проследить изменение нанесенной на заготовку сетки в процессе прессования, изготавливали составные образцы (рис. 6, *а*). На рис. 6, *б* и *в* представлены сетка на деформированной заготовке и лагранжевые линии на компьютерной модели, которые совпадают.

На рис. 7 показаны экспериментальная и полученные моделированием зависимости силы F углового прессования от хода h пuhanсона. По экспериментальной зависимости видно, что на этапе нестационарного деформирования до $h = 15$ мм сила прессования пропорционально увеличивается. Это связано с заполнением зазоров между заготовкой и границами каналов матрицы, а также смятием переднего торца заготовки при прохождении через радиусный участок сопряжения каналов.

Для исследования структуры сплава АД1 выполнен микроструктурный анализ после одного и двух проходов заготовок через очаг деформации (рис. 8). Микроструктура исходного образца представляет собой волокнистую структуру, где границы зерен в продольных шлифах из-за значительного вытягивания в направлении пластического течения с тру-

дом выявляются даже при большом увеличении (см. рис. 8, *а*), в поперечных шлифах волокнистость отсутствует (см. рис. 8, *б*).

Один цикл РКУП заметно меняет структуру алюминиевого сплава АД1. На продольном шлифе (см. рис. 8, *в*) наблюдается характерная ориентация волокон, что свидетельствует о значительной дополнительной пластической деформации. На это же указывает полное исчезновение первоначально видимых границ зерен, уменьшение расстояния между волокнами и значительная фрагментация зерен в поперечном шлифе (см. рис. 8, *г*).

После двух циклов прессования с поворотом заготовки по оси симметрии на 90° в образце в продольном направлении сохраняется волокнистая структура (см. рис. 8, *д*), но при этом возникают участки, которые занимают более 50 %, где волокна ориентированы под углом 45° . При этом наблюдается дальнейшая фрагментация структуры — уменьшение расстояния между волокнами, их искривление, и как следствие, резкое изменение направления течения при прохождении участка пересечения каналов матрицы. На поперечном шлифе после двух циклов прессования также формируется волокнистая структура (см. рис. 8, *е*), что ранее не

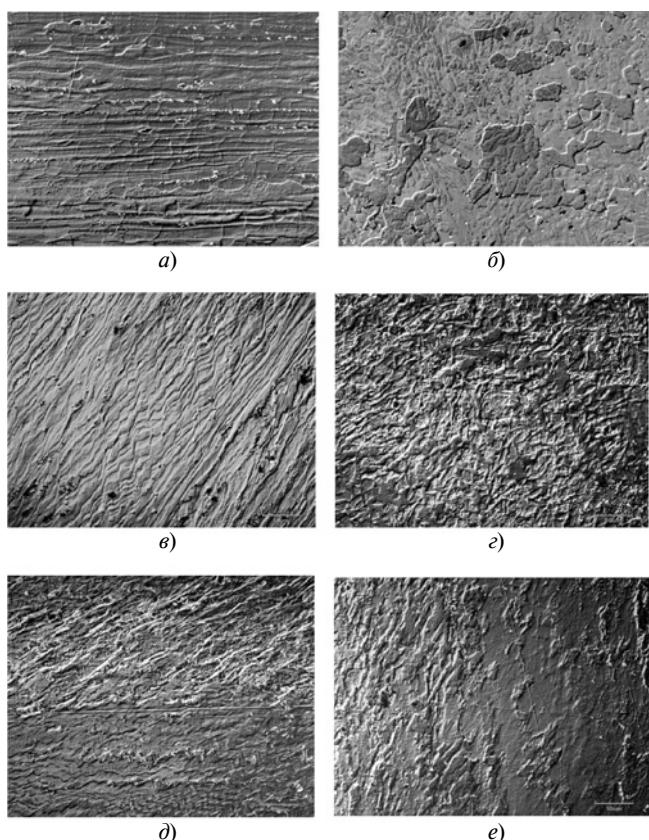


Рис. 8. Динамика изменения микроструктуры в процессе РКУП:
а и *б* — продольный и поперечный шлифы исходной заготовки;
в и *г* — продольный и поперечный шлифы при одном цикле РКУП;
д и *е* — продольный и поперечный шлифы при двух циклах РКУП

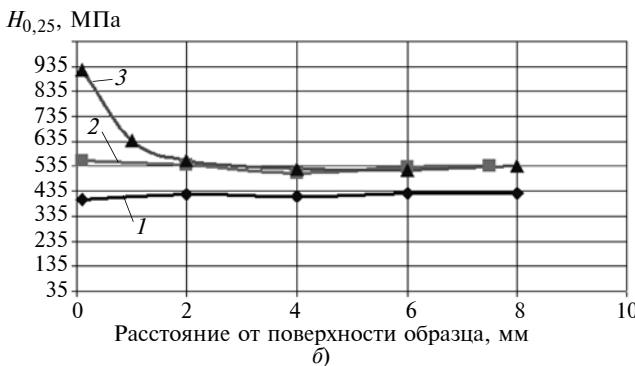


Рис. 9. Распределения микротвердостей в продольных (а) и поперечных (б) сечениях микрошлифов:

1 — в исходной заготовке; 2 — после одного цикла РКУП; 3 — после двух циклов РКУП

отмечалось. Это объясняется сложным пластическим течением металла в каналах и увеличением накопленной деформации.

Микротвердость $HV_{0,25}$ исходной заготовки составляет $370 \div 400$ МПа в продольном шлифе и $400 \div 420$ МПа в поперечном.

На рис. 9 показано распределение микротвердости по сечению заготовки после РКУП. После первого цикла прессования микротвердость в продольных шлифах увеличивается на $30 \div 50\%$, т. е. металл значительно упрочняется.

Распределения микротвердостей в продольном и поперечном сечениях отличаются равномерностью, что свидетельствует о равномерном распределении пластических деформаций в результате РКУП.

После двух циклов прессования микротвердость возрастает до 650 МПа, т. е. увеличивается на $40 \div 60\%$ относительно микротвердости исходной заготовки и в продольном, и поперечном направлениях. Однако в продольном шлифе она достигает максимума в средних слоях образца, а в поперечном — в слоях, прилегающих к поверхности образца, что соответствует особенностям кинематики течения в каналах матрицы.

Таким образом, предложенное моделирование позволило оценить влияние радиусов сопряжения каналов и угла пересечения каналов на силу углового прессования, а также зависимость микротвердости от числа циклов прессования. Достоверность

компьютерного моделирования кинематики течения и деформации заготовок подтверждена экспериментально.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- Григорьев С. Н. Тенденции и проблемы модернизации машиностроительного производства на базе отечественного станкостроения // Вестник МГТУ "Станкин". 2010. № 3(11). С. 7—13.
- Практическое использование изменения механических характеристик конструкционных углеродистых сталей при холодной объемной штамповке / А. М. Дмитриев, Ф. В. Гречников, Н. В. Коробова, Н. С. Толмачев // Вестник МГТУ "Станкин". 2014. № 4(31). С. 41—44.
- Сосенушкин Е. Н. Прогрессивные процессы объемной штамповки. М.: Машиностроение, 2011. 480 с.
- Dmitriev A. M., Korobova N. V. Expanding field of application of cold die forging by inducing active contact friction forces // Journal of Friction and Wear. 2013. V. 34.1.3. P. 232—237.
- Ponomarev A. S., Sosenushkin E. N., Klimov V. N. Effect of process features of pressure treatment on the microstructure and quality of parts of pipeline fittings from high-strength cast iron // Metal Science and Heat Treatment. T. 54. 2012. № 1, 2. P. 22—27.
- Resorse- and energy-saving manufacturing technologies based on pressure treatment / A. E. Artes, E. N. Sosenushkin, V. V. Tret'yukhin al tn. // Russian Engineering Research. T. 33. 2013. № 8. P. 460—462.
- Пат. 2509621 Рос. Федерации: Штамп для углового прессования.
- Сосенушкин Е. Н., Яновская Е. А., Сосенушкин А. Е. Верхняя оценка силовых и деформационных параметров равноканального углового прессования в параллельных каналах // Известия Самарского научного центра РАН. 2012. Т. 14.
- Sosenushkin E. N., Sosenushkin A. E. Simulation of the equal channel angular extrusion technology // IX International congress machines, technologies, materials. 2012. Varna. P. 110—112.
- Сосенушкин Е. Н., Яновская Е. А., Сосенушкин А. Е. Формирование мелкозернистой структуры металлов комбинированным методом интенсивной пластической деформации / XX междунар. конф. "Математика, компьютер, образование". М.: Ижевск, 2013. С. 193.
- Сосенушкин А. Е., Артес А. Э., Сосенушкин Е. Н. Математическое моделирование равноканального углового прессования // Технология машиностроения. 2011. № 12. С. 53—56.
- Влияние кинематики течения металла на эволюцию микроструктуры и свойства заготовок при равноканальном угловом прессовании / Е. Н. Сосенушкин, Л. М. Овчинин, В. Н. Климов и др. // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка металлов давлением. 2012. № 11. С. 19—22.
- Сосенушкин Е. Н., Сосенушкин А. Е., Яновская Е. А. Выдавливание заготовок через параллельные каналы матрицы // Известия тульского ГУ. Технические науки. Вып. 10. Ч. 2. 2014. С. 185—197.
- Сосенушкин Е. Н., Овчинин Л. М., Сосенушкин А. Е. Совершенствование процессов интенсивной пластической деформации // Вестник МГТУ "СТАНКИН". 2012. № 1(18). С. 22—25.
- Пат. 2519697 Рос. Федерации: Способ углового прессования.

ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ И БЕЗОПАСНОСТИ

УДК 629.113:629.11.012.5.004.62/.63

В. К. АЗАРОВ, канд. техн. наук, А. В. ВАСИЛЬЕВ, С. В. ГАЙСИН, К. Е. КАРПУХИН, канд. техн. наук, В. Ф. КУТЕНЕВ, д-р техн. наук (НАМИ, г. Москва), e-mail: k.karpukhin@nami.ru

Причины возникновения смога в крупных городах¹

Рассмотрены действительные причины возникновения смога в крупных городах. Исследованы выбросы твердых частиц в окружающую среду, образующихся в результате изнашивания тормозных механизмов, шин транспортных средств и дорожного покрытия.

Ключевые слова: транспортное средство, твердые частицы, тормозной механизм, шина, дорожное покрытие, энергоэффективность, экологическая безопасность.

The actual reasons of smog appearance in big cities are considered. The particulate emissions into environment, taking place as the result of wear of braking mechanisms, transport vehicle tires and road topping are studied.

Keywords: transport vehicle, solid particles, braking mechanism, tire, road topping, energy efficiency, environmental compliance.

Экологичность и топливная экономичность автомобилей — основные задачи при создании автомобильного транспорта. Во многих странах разработаны государственные программы по развитию энергоэффективного транспорта [1—4].

Несмотря на меры, направленные на значительное снижение содержания вредных веществ в отработавших газах при эксплуатации автотранспорта в соответствии с международными Правилами ООН № 49 и 83, конструкции двигателей автотранспорта и системы нейтрализации отработавших газов подвергаются серьезной критике со стороны экологов.

В 2012 г. Всемирная организация здравоохранения вышла с предложением о запрете использования в городах Европы автомобилей с дизелями ввиду повышенного содержания в отработавших газах оксидов азота и твердых частиц, которые содержат опасные канцерогенные вещества, вызывающие онкологические заболевания у людей. В 2014 г.

эту инициативу поддержал мэр Парижа, так как в 2012—2014 гг. в Париже в летнее время года появлялся смог. Однако в 2015 г. европейские автопроизводители отрицательно восприняли идею о запрете эксплуатации в городах Европы автомобилей с дизелями.

При этом в Правилах ООН № 49 по ограничению содержания твердых частиц в отработавших газах для дизелей, принятых в 1990 г., не рассматриваются вредные вещества и частицы, возникающие при эксплуатации автомобилей в результате их изнашивания, в частности тормозных систем (накладки и диски) и шин, и при изнашивании дорожного покрытия [5, 6].

Долгое время считалось, что продукты изнашивания шин представляют собой относительно крупные частицы и не причиняют вред здоровью человека. Однако исследования американских и российских врачей показали, что вблизи автострад в 1 м³ воздуха находится более 5000 фрагментов износа шин, размер которых менее 10 мкм, т. е. пыль, которая при попадании в легкие трудно выводится и может привести к серьезным заболеваниям [7].

Проведенные в 1974—1978 гг. исследования по определению размеров взвешенных в воздухе частиц показали, что размеры частиц, образовавшихся в результате изнашивания шин, составляют 0,01÷30 мкм. В работе [8] указывается, что 90 % частиц шинной пыли имеют размеры менее 1 мкм.

Результаты, полученные в 2012—2013 гг. российскими исследователями, по оценке частиц износов дорожного покрытия и шин легковых автомобилей приведены в табл. 1. Их анализ показал, что наибольшее количество взвешенных в воздухе частиц, возникших в результате изнашивания шин и дорожного покрытия, имеют размеры от 0,3 до 1 мкм.

В работе [5] показано, что при эксплуатации автотранспорта в городе износ шин увеличивается на 63 %.

Специалистами Швейцарской федеральной лаборатории по испытаниям и исследованиям ма-

¹ Данные исследования проведены при финансовой поддержке Минобрнауки РФ. Уникальный идентификатор проекта RFMEF157614X0031.

Таблица 1

Размеры частиц, мкм	Число твердых частиц в воздухе за колесом автомобиля от изнашивания шин и дорожного покрытия, 10^6
0,3	80÷120
0,5	10÷25
1,0	8÷22
5,0	4÷10
10,0	2÷8
25,0	15÷3

териалов установлено, что интенсивность изнашивания шин транспортных средств большой грузоподъемности составляет 0,8 г/км, а компания Senco зафиксировала интенсивность изнашивания шин для данных транспортных средств $I_i = 1,403$ г/км.

В 2011 г. в ФГУП "НАМИ" на основании заявленных ресурсов шин разных производителей были проведены расчеты, которые позволили установить среднюю интенсивность изнашивания: для легкового автомобиля — $I_i = 0,13$ г/км, для автомобилей грузоподъемностью до 3,5 т — $I_i = 0,32$ г/км, для автобусов — $I_i = 1,5$ г/км, что превысило нормы Евро-6 по содержанию твердых частиц в отработавших газах соответственно в 26, 60 и 150 раз [9].

Зарубежными исследователями установлены интенсивность изнашивания тормозных колодок грузовых автомобилей малой грузоподъемности (0,029 г/км) и большой грузоподъемности (0,047 г/км) [10]. Шведские и российские специалисты получили близкие результаты по интенсивностям изнашивания тормозных колодок автотранспортных средств: легковых автомобилей — 0,017 г/км, грузовых — 0,084 г/км, автобусов — 0,110 г/км.

Также установлено, что около 35 % массы тормозной системы изнашивается и переходит во взвешенные в воздухе твердые частицы. При этом их содержание в воздухе повышается при увеличении скорости транспортного средства. По данным Агентства по охране окружающей среды США и работы [11] около 98 % по массе твердых частиц износа тормозной системы имеют размер 10 мкм, 40 % — 2,5 мкм, 10 % — 1 мкм и 8 % — 0,1 мкм.

Оценить расчетом образующиеся твердые частицы в результате изнашивания дорожного покрытия сложнее, так как первичные частицы износа смешиваются с дорожной пылью. Однако установлено, что около 70 % взвешенных в воздухе частиц битума имеют размеры 0,35÷2,8 мкм [12] при среднем значении с учетом распределения по дисперсности <0,7 мкм.

По данным работы [13] при эксплуатации шин без шипов по стандартному асфальтовому покрытию из общего объема взвешенных твердых частиц на продукты изнашивания шин приходится 5 %, а на продукты изнашивания дорожного покрытия — 95 %.

Российские специалисты Ю. В. Трофименко и В. С. Чижов определили, что за сутки на одной полосе движения на одном километре городской магистрали образуется 3682 г взвешенных твердых частиц, в частности в Москве за сутки суммарная масса выбросов в окружающую среду от транспортных потоков составляет 73,6 т, на Ленинградском проспекте при пятиполосном движении, общая ширина которого 17,5 м, средняя интенсивность изнашивания дорожного покрытия в 2010 г. составила 5,3 мм/км [14]. Долевое участие в этом процессе разного вида транспорта показано в табл. 2. Масса износа 1 км дороги за год составляет 389 550 кг. При четырехполосном движении интенсивность изнашивания при движении легкового транспорта составляет $I_i = 3,64$ г/км, грузового — $I_i = 10,6$ г/км.

Постоянное увеличение автотранспорта ухудшает экологическое состояние окружающей среды, особенно в крупных городах. Данные и прогнозы для Москвы по выбросам от изнашивания шин, тормозных систем и дорожного покрытия приведены в табл. 3. Так, в 2014 г. по сравнению с 2002 г. суммарные выбросы увеличились в 2,1 раза.

Заметим, что зарубежные исследователи в публикациях сравнивают выбросы в окружающую среду, обусловленные изнашиванием шин, с выбросами, связанными с изнашиванием дорожного покрытия, причем последние значительно превышают первые, и косвенно сопоставляют их с выбросами от изнашивания тормозных колодок, не уделяя должного внимания высокой дисперсности шинной пыли.

Таким образом, имеются расхождения результатов исследований, проведенных зарубежными и российскими специалистами.

Таблица 2

Транспортное средство	Износ дорожного покрытия на Ленинградском проспекте за сутки от вида транспорта, кг	Доля от общего износа, %
Легковые автомобили до 3,5 т	234 748	92,88
Грузовые автомобили	12 396	5,63
Автобусы	6607	1,30
Автопоезда	1130	0,19
Итого	254 882	—

Таблица 3

Год	Выбросы за год от изнашивания, т			Суммарная масса выбросов твердых частиц с отработавшими газами за год, т	Суммарные выбросы в год, т
	шин	тормозных механизмов	дорожного покрытия		
При движении легковых автомобилей					
2002	5920	395	24 035		30 350
2014	14 942	996	61 392		77 330
2020	18 228	1215	75 221	НД	94 664
2030	22 818	1521	94 580		118 919
При движении грузовых автомобилей и автобусов					
2002	24 108	2700	10 748	29 359	66 915
2014	41 538	4652	18 744	2810	64 744
2020	47 208	5287	21 395	1597	75 487
2030	55 828	6252	25 415	1888	89 383

Известно, что за последние 30 лет значительно увеличился ресурс шин [15, 16], а следовательно, снизилась интенсивность их изнашивания, при этом уменьшились размеры твердых частиц.

Так как выбросы от изнашивания дорожного покрытия в 4 раза превышают выбросы от изнашивания шин, а последние значительно превышают содержание твердых частиц в отработавших газах, то вызывает сомнение целесообразность запрета на использование в городах автомобилей с дизелями.

Таким образом, возможно, что появление смога в городах Европы связано с интенсивным изнашиванием дорожного покрытия и шин автотранспорта. Для улучшения экологической обстановки в крупных мегаполисах при изготовлении шин и дорожных покрытий следует использовать материалы с низким содержанием вредных веществ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бахмутов С. В., Карпухин К. Е.** "Чистые" автомобили: направления реализации и достигаемые результаты // Журнал автомобильных инженеров. 2012. № 6(77). С. 51–54.
2. **Теренченко А. С., Карпухин К. Е.** Энергоэффективность как способ улучшения экологической безопасности транспортных средств // Тр. Нижегородского ГТУ им. Р. Е. Алексеева. 2014. № 4(106). С. 299–305.
3. **Способ** повышения энергоэффективности электромобильного транспорта / С. В. Бахмутов, С. В. Гайсин, К. Е. Карпухин и др. // Журнал автомобильных инженеров. 2015. № 4(93). С. 4–10.
4. **Production** of the electric vehicle experimental prototype with the Range extender / S. V. Bakhmutov, K. E. Karpukhin, A. S. Terenchenko and ot. Biosciences biotechnology research Asia. 2015. V. 12. P. 533–538.
5. **Нцахристос Л., Боутлер П.** Руководство ЕМЕП/ЕАОС по инвентаризации выбросов. 2009. Европейское агентство по окружающей среде, 2009. 42 с.
6. **Азаров В. К., Кутенев В. Ф., Сайкин А. М.** Проблемы создания экологически чистого автомобиля // Автомобильная промышленность. 2013. № 10. С. 5–7.
7. **Хесин А. И., Скудатин М. Е., Ушмодин В. Н.** Канцерогенная опасность автомобильных шин // Национальная безопасность и geopolитика России. 2003. № 10, 11(51, 52). С. 51–52.
8. Particulate matter emissions in Europe in 1990 and 1993. Apeldoorn: Institute of Environmental Sciences, Energy Research and Process Innovation, 1997. 103 p.
9. **Азаров В. К.** Разработка комплексной методики исследований и оценки экологической безопасности автомобилей. Дис. ... канд. техн. наук. 2014. 136 с.
10. **Lohrer W., Miertheim L.** Staub-Reinhalt. Luft. 1983. V. 43. P. 78–83.
11. **CEMPMEIR** database particulate matter / J. Berdowski, A. J. H. Visschedijk, E. Creemers an ot. Netherlands. Apeldoorn: Institute of Environmental Sciences, Energy Research and Process Innovation, 2001. 121 p.
12. Non-exhaust particulate measurements: results / L. Luhana, R. Sokhi, L. Warner and ot. // Deliverable 8 of the European Commission DG TREN 5th FPP. 2004.
13. **Kupiainen K., Tervahattu H., Raisanen M.** Experimental studies about the impact of traction sand on urban road dust cimposition // Science of the Total Environment, 2005. V. 308. P. 175–184.
14. **Чижова В. С.** Оценка влияния различных факторов на интенсивность выделения аэрозольных частиц менее 10 мкм на улично-дорожной сети // Вестник МАДИ. 2014. Вып. 2(37). С. 106–110.
15. **Азаров В. К., Кутенев В. Ф.** Может ли автомобиль быть экономически чистым // ААИ. 2014. № 4(87). С. 58–61.
16. **Азаров В. К., Кутенев В. Ф.** О показателе экологической опасности автотранспортных средств // Сб. научных статей НАМИ. 2014. Вып. 257. С. 31–40.