

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

8 2016

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)

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. 2A, стр. 2

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

Адрес редакции:

107076, Москва,

Колодезный пер., д. 2A, 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

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН	DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES			
Борозенец Л. М. — Конструктивно-геотехнологический принцип реализации взрывофугасного грунтовытеснения скважин	3	$\begin{tabular}{lll} \textbf{Borozenets L. M.} & - \textbf{Constructive-the geotechnical principle implementation} \\ & \textbf{high-explosive ground extrusion of borehole} \\ \end{tabular}$		
Носко А. Л., Сафронов Е. В., Потапов В. А. — Система паллетных модулей для складской интралогистики		Nosko A. L, Safronov E. V., Potapov V. A. — System of palette modules for warehouse intralogistics		
Кузнецова В. Б., Сергеев А. И., Сердюк А. И. — Основные принципы информационного сопровождения изделий машиностроения	12	Kuznetsova V. B., Sergeev A. I., Serdyuk A. I. — General principles of information support of engineering products		
Афонин С. М. — Преобразование параметрических структурных схем пьезодвигателей нано- и микроперемещений при поперечном пьезоэффекте	16	$\begin{tabular}{ll} \bf Afonin S. M. - & Transformation of parametric structural schemes of piezomotors \\ of nano- and microdisplacements at lateral piezoeffect \\ \end{tabular}$		
Карпухин К. Е., Шорин А. А., Теренченко А. С., Умницын А. А., Кондрашов В. Н. — Исследование эффективности аккумуляторных систем гибридных автомобилей и электромобилей в условиях отрицательных температур	26	Karpukhin K. E., Shorin A. A., Terenchenko A. S., Umnitsyn A. A., Kondrashov V. N. — Research of effectiveness of accumulator systems of hybrid motorcars and electromobiles in conditions of negative temperatures		
Иванов А. С., Куц М. С. — Гипоидная передача — частный случай гиперболоидальной передачи	30	Ivanov A. S., Kuts M. S. — Hypoid gear — special case of skew bevel wheel		
Самсонович С. Л., Лалабеков В. И., Огольцов И. И., Рожнин Н. Б., Степанов В. С., Крылов Н. В., Борисов М. В., Красковский Н. В., Макарин М. А. — Перспективные методы уменьшения массогабаритных параметров приводных систем при проектировании	35	Samsonovich S. L., Lalabekov V. I., Ogol'tsov I. I., Rozhnin N. B., Stepanov V. S., Krylov N. V., Borisov M. V., Kraskovskiy N. V., Makarin M. A. — Prospective methods of mass-dimensional parameters reducing of drive systems at their design		
Пронин А. И., Мыльников В. В., Щелкунов Е. Б., Виноградов С. В. — Применение ортогонального центрального композиционного планирования экспериментов для оптимизации точения закаленной стали 40X режущей керамикой	43	Pronin A. I., Myl'nikov V. V., Shchelkunov E. B., Vinogradov S. V. — Application of orthogonal central composite design of experiments for optimization of turning processing of 40X quenched steel by cutting ceramics		
Коротков В. А. — Влияние термической обработки на износостойкость сталей 45 и 40X	48	Korotkov V. A. — Influence of heat treatment on wear resistance of 45 and 40X steels		
Сарбаев В. И., Гармаш Ю. В., Блинникова Л. Г. — Рекуперативный амортизатор				
Сарбаев В. И., Гармаш Ю. В., Блинникова Л. Г. — Рекуперативный амортизатор ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ				
	52	Sarbaev V. I., Garmash Yu. V., Blinnikova L. G. — Recuperative absorber		
ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ Жарков В. А. — Испытания материалов. Растяжение и обтяжка узких и широких	52 55	Sarbaev V. I., Garmash Yu. V., Blinnikova L. G. — Recuperative absorber MANUFACTURING ENGINEERING Zharkov V. A. — Testing of materials. Tension and stretching of narrow and wide billets Muratkin G. V. — Features of technological support of high accuracy of non-		
ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ Жарков В. А. — Испытания материалов. Растяжение и обтяжка узких и широких заготовок	52 55 65	Sarbaev V. I., Garmash Yu. V., Blinnikova L. G. — Recuperative absorber MANUFACTURING ENGINEERING Zharkov V. A. — Testing of materials. Tension and stretching of narrow and wide billets Muratkin G. V. — Features of technological support of high accuracy of non-		
ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ Жарков В. А. — Испытания материалов. Растяжение и обтяжка узких и широких заготовок	52 55 65 72	Sarbaev V. I., Garmash Yu. V., Blinnikova L. G. — Recuperative absorber MANUFACTURING ENGINEERING Zharkov V. A. — Testing of materials. Tension and stretching of narrow and wide billets Muratkin G. V. — Features of technological support of high accuracy of non-rigid critical shafts Kataev Yu. P., Zakirov I. M., Semeshko M. A. — Determination of rheological		
ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ Жарков В. А. — Испытания материалов. Растяжение и обтяжка узких и широких заготовок	52 55 65 72 74	Sarbaev V. I., Garmash Yu. V., Blinnikova L. G. — Recuperative absorber MANUFACTURING ENGINEERING Zharkov V. A. — Testing of materials. Tension and stretching of narrow and wide billets Muratkin G. V. — Features of technological support of high accuracy of non-rigid critical shafts Kataev Yu. P., Zakirov I. M., Semeshko M. A. — Determination of rheological parameters of polymer resins at manufacture of composite structures Aleksandrov V. A., Vilkov A. N., Vilkova Yu. V., Trompet G. M. — Implementation of in-process gauging machine-tool systems at machining		
ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ Жарков В. А. — Испытания материалов. Растяжение и обтяжка узких и широких заготовок	52 55 65 72 74	Sarbaev V. I., Garmash Yu. V., Blinnikova L. G. — Recuperative absorber MANUFACTURING ENGINEERING Zharkov V. A. — Testing of materials. Tension and stretching of narrow and wide billets Muratkin G. V. — Features of technological support of high accuracy of non-rigid critical shafts Kataev Yu. P., Zakirov I. M., Semeshko M. A. — Determination of rheological parameters of polymer resins at manufacture of composite structures Aleksandrov V. A., Vilkov A. N., Vilkova Yu. V., Trompet G. M. — Implementation of in-process gauging machine-tool systems at machining of discrete surfaces Solov'ev D. S., Potlov A. Yu., Litovka Yu. V. — Decrease of thickness irregularity of galvanic coating applied with cyclic activation of anodic		
ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ Жарков В. А. — Испытания материалов. Растяжение и обтяжка узких и широких заготовок Мураткин Г. В. — Особенности технологического обеспечения высокой точности нежестких валов ответственного назначения Катаев Ю. П., Закиров И. М., Семешко М. А. — Определение реологических параметров полимерных смол при изготовлении композиционных конструкций Александров В. А., Вилков А. Н., Вилкова Ю. В., Тромпет Г. М. — Внедрение станочных систем активного контроля при обработке прерывистых поверхностей	52 55 65 72 74	Sarbaev V. I., Garmash Yu. V., Blinnikova L. G. — Recuperative absorber MANUFACTURING ENGINEERING Zharkov V. A. — Testing of materials. Tension and stretching of narrow and wide billets Muratkin G. V. — Features of technological support of high accuracy of non-rigid critical shafts Kataev Yu. P., Zakirov I. M., Semeshko M. A. — Determination of rheological parameters of polymer resins at manufacture of composite structures Aleksandrov V. A., Vilkov A. N., Vilkova Yu. V., Trompet G. M. — Implementation of in-process gauging machine-tool systems at machining of discrete surfaces Solov'ev D. S., Potlov A. Yu., Litovka Yu. V. — Decrease of thickness irregularity of galvanic coating applied with cyclic activation of anodic sections		
ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ Жарков В. А. — Испытания материалов. Растяжение и обтяжка узких и широких заготовок Мураткин Г. В. — Особенности технологического обеспечения высокой точности нежестких валов ответственного назначения Катаев Ю. П., Закиров И. М., Семешко М. А. — Определение реологических параметров полимерных смол при изготовлении композиционных конструкций Александров В. А., Вилков А. Н., Вилкова Ю. В., Тромпет Г. М. — Внедрение станочных систем активного контроля при обработке прерывистых поверхностей	52 55 65 72 74 78	Sarbaev V. I., Garmash Yu. V., Blinnikova L. G. — Recuperative absorber MANUFACTURING ENGINEERING Zharkov V. A. — Testing of materials. Tension and stretching of narrow and wide billets Muratkin G. V. — Features of technological support of high accuracy of non-rigid critical shafts Kataev Yu. P., Zakirov I. M., Semeshko M. A. — Determination of rheological parameters of polymer resins at manufacture of composite structures Aleksandrov V. A., Vilkov A. N., Vilkova Yu. V., Trompet G. M. — Implementation of in-process gauging machine-tool systems at machining of discrete surfaces Solov'ev D. S., Potlov A. Yu., Litovka Yu. V. — Decrease of thickness irregularity of galvanic coating applied with cyclic activation of anodic sections		

Корректор E. B. Комиссарова 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.

Сдано в набор 25.06.2016. Подписано в печать 19.07.2016.

Технический редактор Т. А. Шацкая

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 624.152.5 + 624.131

Л. М. БОРОЗЕНЕЦ, канд. техн. наук (Тольяттинский ГУ), e-mail: tsp@tltsu.ru

Конструктивно-геотехнологический принцип реализации взрывофугасного грунтовытеснения скважин

Проведены экспериментально-теоретические исследования взрывофугасного грунтовытеснения скважин в основаниях набивных свай.

Ключевые слова: скважина, свая, энергия взрыва, взрывофугасное грунтовытеснение, скважинообразователь, установка, основание.

The experimental and theoretical researches of high-explosive ground extrusion of boreholes at foundations of filling piles are carried out.

Keywords: borehole, pile, explosion energy, high-explosive method, ground extrusion, borehole former, installation, foundation.

При строительстве подземной части сооружений многие проблемы успешно решаются применением свайных фундаментов различных видов. Наибольшее распространение в свайном фундаментостроении получили набивные сваи буровых скважин. Однако эти сваи имеют существенный недостаток — низкую удельную несущую способность их естественных оснований по сравнению с несущей способностью оснований полностью грунтовытесненных скважин [1]. Одним из перспективных направлений повышения несущей способности оснований набивных свай является изготовление их на месте, в грунте, при условии полного вытеснения грунта из объема скважины.

Известные способы вытеснения грунтов делятся на механические и взрывоэнергетические. Повышение несущей способности основания набивных свай механическим вытеснением грунтов сдерживается отсутствием мощного грунтовытесняющего оборудования, способного преодолевать высокие сопротивления грунтов. Достоинства взрывоэнергетических способов вытеснения грунтов — формирование взрывом качественно улучшенных оснований и возможность получения объемов камуфлетных удлиненных и сфероидальных полостей требуемых размеров. Существенный недостаток — получение произвольных непредсказуемых опалубочных форм, непригодных для устройства в них свай.

Использование энергии взрыва исключает применение в строительстве и горном деле сложных буровых и грунтовытесняющих машин и оборудования. Высокие концентрация и мощность продуктов взрыва обусловили использование энергии взрыва при свайном фундаментостроении, где другие виды энергии малоэффективны. Результаты взрыва при грунтовытеснении скважин: большое количество тепловой энергии, мощные ударные волны детонации и импульсные давления газов. Главный эффект при грунтовытеснении скважин в основаниях набивных свай достигается тем, что взрыв выполняет одновременно функции машины-двигателя (запас энергии) и машины-орудия (технологический процесс).

Совмещением взрывоэнергетического и механического процессов получен новый процесс — взрывофугасный, который исключает недостатки взрывоэнергетического и механического процессов и сохраняет их достоинства: в процессе вытеснения грунтов с помощью управляемой энергии взрыва вместо удлиненных камуфлетных полостей непредсказуемых форм и размеров получаются скважины и уширения требуемых форм и размеров в основаниях, а также свай с прямолинейными стволами цилиндрической формы и строго осесимметричными камуфлетными уширениями; формируются основания набивных свай максимально высокой несущей способности.

Предложен конструктивно-геотехнологический принцип реализации взрывофугасного вытеснения грунтов, который исключает недостатки традиционных взрывоэнергетических и механических базовых процессов.

Конструктивно-геотехнологический принцип применили в взрывофугасном грунтовытеснении скважин в основаниях свай, используя взрывофугасный метод вытеснения грунтов, взрывофугасный грунтовытесняющий скважинообразователь; полевую макетную взрывофугасную грунтовытесняющую установку, а также теорию прочности толстостенных цилиндрических камер взрывания [2].

Метод взрывофугасного грунтовытеснения скважин

Взрывофугасное вытеснение грунта — процесс разрушения структуры, перемещения частиц (с переупаковкой) и деформации грунта под воздействием энергии взрыва, которой управляют с помощью специальной машины — скважинообразователя, обеспечивается тем, что при одиночном взрыве воздействие на грунт оказывают сначала продукты взрыва (ослабленная стенками камеры ударная волна и истекающие из камеры газы, образующие сопутствующую камуфлетную полость), затем одновременно газы взрыва и рабочий орган — фугасник. Его состав: камуфлетник, образующий лидерную цилиндрическую скважину, соразмерную с параметрами камуфлетника; газы взрыва, расширяющие лидерную скважину, превращая ее в сопутствующую камуфлетную полость; формователь скважины, преобразующий сопутствующую камуфлетную полость в скважину цилиндрической формы. После остановки фугасника действуют только газы взрыва с образованием конечной камуфлетной полости и проявляется открытое автором последействие взрыва — физический конденсатный вакуум [3]. В результате происходит обратное грунтозаполнение образованной конечной камуфлетной полости до нулевого объема с обжатием камуфлетника и головной части формователя скважины грунтом.

Для проходки скважин методом взрывофугасного вытеснения грунтов предложено геотехноло-

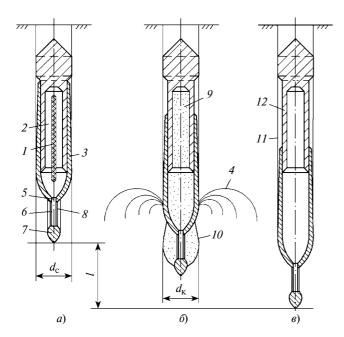


Рис. 1. Последовательность взрывофугасного грунтовытеснения скважин:

a — исходное положение скважинообразователя; δ — проходка скважины; ϵ — завершение рабочего цикла; l — глубина проходки скважины за одно взрывание заряда

гическое взрывофугасное грунтовытеснение [4] с помощью однокамерного однозарядного скважинообразователя [5]. Суть этого способа состоит в следующем (рис. 1).

При подрыве заряда 1, размещенного во внутренней камере 2 взрывания, происходит силовое воздействие на грунт через фугасник 3. Вокруг головной части фугасника образуется напряженнодеформированная зона 4 грунта. Одновременно через калиброванное отверстие 5 и прорези 6 ствола камуфлетника 7 газы взрыва из камеры взрывания дросселируют в цилиндрическую полость δ в грунте, предварительно образованную зондообразным наконечником камуфлетника. Дросселирующие газы 9 высокого давления, истекающие через калиброванное отверстие сопла Лаваля, образуют в полости 8 микроударные волны, которые локально сотрясают предварительно напряженный грунт. Дросселирующими газами полость δ расширяется, образуя сопутствующую камуфлетную полость 10, в которую мгновенно устремляется фугасник 3, преодолевая некоторое сопротивление грунта. Газы взрыва дозируют так, чтобы диаметр $d_{\rm K}$ камуфлетной полости не превышал диаметра $d_{\rm c}$ скважины. Фугасник 3 под давлением остаточных газов взрыва в камере 2 преобразует камуфлетную полость 10 в скважину 11 цилиндрической формы. Далее процесс взрывофугасного грунтовытеснения протекает до окончания действия в камере взрывания управляемой энергии взрыва.

Преимуществами взрывофугасного способа с внутрикамерным подрывом заряда являются: оптимальная производительность проходки взрывофугасных скважин; надежность управления энергией взрыва внутрикамерного заряда; простота действия и конструкции скважинообразователя; отсутствие недостатков, свойственных традиционным взрывоэнергетическим способам вытеснения грунтов.

Взрывофугасный грунтовытесняющий скважинообразователь, затвор-зарядоноситель и винтовой анкер

Взрывофугасный скважинообразователь относится к машинам прямо-поступательного действия с внутрикамерным взрывом (движущая сила реактивно-динамического пуска), вторая движущая сила — вес корпуса. Рабочие органы машины — фугасник и камуфлетник. Производительность однокамерной взрывофугасной машины за одно взрывание составляет $\approx 5,5d_{\rm c}$, где $d_{\rm c}$ — диаметр скважины, равный 400 мм.

Скважинообразователь (рис. 2, a) состоит из корпуса 1 и фугасника 3, соединенных между собой так, что фугасник имеет продольный ход по корпусу. В нижней части корпуса расположена камера 2 взрывания и опорный наружный поршень 4. Корпус снабжен направляющим каналом 5 с посадоч-

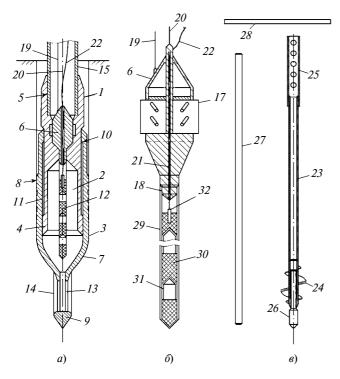


Рис. 2. Схемы скважинообразователя СВГ-216/840 (a), затворазарядоносителя (δ) и винтового анкера (ϵ)

ным местом для затвора-зарядоносителя б. Фугасник состоит из цилиндра с головной частью 7 и ребрами 8 стабилизации направления, камуфлетника 9 и опорного внутреннего цилиндра 10. Фугасник удерживается на корпусе опорными поршнями и цилиндром. Между внутренней цилиндрической поверхностью фугасника и наружной цилиндрической поверхностью корпуса располагается пневмополость 11, которая предохраняет опорные части фугасника и корпуса от соударения в результате сжатия газов, находящихся в этой полости. В камере 2 подрывается заряд 12. Корпус определяет направление фугасника. Камуфлетник фугасника обеспечивает образование камуфлетной полости при подрыве заряда 12 газами взрыва, истекающими через калиброванное отверстие и прорези 13 в стволе камуфлетника в полость 14, образованную в грунте наконечником камуфлетника. Фугасник регулирует дросселирование газов взрыва заряда из камеры взрывания в грунт и образует полость скважины. Направляющая труба 15 прикреплена к корпусу и соединена с направляющим каналом 5 скважинообразователя. По ней затворзарядоноситель 6 размещается в корпусе скважинообразователя. С помощью трубы 15 скважинообразователь извлекают из скважины. Труба состоит из отдельных отрезков, соединяемых между собой муфтами.

Затвор-зарядоноситель 6 (рис. 2, 6) механического действия имеет механизм запирания 17 и крепежное устройство 18 заряда 12. К корпусу затвора

присоединяется контрольный шнур 19, а к механизму запирания трос 20. Через сквозное отверстие 21 проходят провода 22 электросети взрывания к заряду 12. Затвор-зарядоноситель соединяется тросом 20 с ручной лебедкой. Данная система составляет механизм подачи зарядов. Механизм запирания 17 затвора имеет задвижки, которые связаны с тросом 20 и обеспечивают фиксацию затвора при закрывании проходного отверстия в камере 2 взрывания (см. рис. 2, а) при размещении в ней заряда 12. Крепежное устройство 18 состоит из посадочного стержня, зажимной конической втулки и гайки. С его помощью заряд 12 блокируется с затвором 6.

Винтовой анкер (рис. 2, в) состоит из ствола 23, винтовой лопасти 24, перфорированной соединительной части 25 и пробойника 26. Пробойник размещается в полости ствола и соединен с ним через ограничители. Пробойник имеет продольный ход. В комплект анкера входят ударник 27 и монтировка 28. Ударник при работе размещается в полости ствола анкера. Пробойник 26 забивают в грунт ударником 27 на глубину продольного хода. Монтировкой 28 анкер ввинчивают в грунт до упора в пробойник. Заглубляют анкер в грунт повторением данных операций.

Полевая макетная взрывофугасная грунтовытесняющая установка

При освоении способа взрывофугасного грунтовытеснения свайных скважин разрабатывали, изготовляли и испытывали технические средства для его осуществления. В результате обобщения опыта испытаний деталей и узлов в заводских и полевых условиях был создан полевой макет экспериментальной взрывофугасной грунтовытесняющей установки УВГ-216/840 (рис. 3), которая предназначена для проходки свайных скважин методом взрывофугасного вытеснения грунтов. Принцип работы установки основан на результатах обоснования механики системы "машина—грунт" [6].

При проектировании установки решены следующие задачи: создан взрывофугасный скважинообразователь с продольным ходом фугасника, составляющим не менее четырех диаметров скважины; разработана оснастка для изготовления рассредоточенных зарядов с обеспечением кумулятивной передачи детонации взрыва между сосредоточенными зарядами [5]; достигнуты точное наведение скважинообразователя на ось скважины и сохранение ее проектного положения; используются силы тяжести, инерции покоя массы и силы сопротивления присоединенного грунта для погашения отдачи корпуса скважинообразователя; предотвращается разброс грунта при взрывном воздействии в камере; обеспечивается регулировка наклона копра; передаются сила взрыва и реактивная сила квазистатического сопротивления грунта взрывному воздействию фугасника от корпуса скважинообразователя на систему связей и на грунт; обеспечиваются строго вертикальное положение скважинообразователя и перемещение соединительного кольца системы связей в вертикальном направлении; копер оснащен подъемнотранспортным средством для манипулирования скважинообразователем, извлечения его из скважины и подачи доборных труб грунтовытесняющей колонны; исключена возможность прорыва газов из камеры взрывания скважинообразователя через отверстие подачи зарядов; обеспечена механическая подача зарядов в камеру скважинообразователя. Кроме того, обеспечены доступность ко всем монтажным узлам копра и возможность его перестановки в смонтированном виде с одной скважины на другую с помощью строительного крана.

Согласно проекту взрывофугасное грунтовытеснение выполняется скважинообразователем с продольным ходом фугасника, равным 840 мм, рассредоточенным зарядом аммонита № 6-ЖВ, методом прямого инициирования взрыва. Система связей обеспечивает: использование силы сопротивления присоединенного грунта для погашения отдачи корпуса скважинообразователя; регулировку наклона копра; приведение скважинообразователя в вертикальное положение; сохранение проектного положения проходки скважины; передачу деятельной силы взрыва на корпус скважинообразователя и противоположно на фугасник с преодолением реактивной силы сопротивления грунта взрывофугасному вытеснению; точное наведение скважинообразователя на ось скважины; размещение блоков в качестве пригруза; предотвращение разброса грунта при взрывном воздействии фугасника. С помощью копра, монтируемого на крестовине системы связей, решаются вопросы размещения подъемно-транспортного средства, обеспечения манипулирования скважинообразователем и подачи доборных труб, оснащения скважинообразователя механизмом подачи зарядов в камеру, перестановки копра в смонтированном виде, доступности ко всем монтажным узлам. Герметизация проходного отверстия камеры взрывания скважинообра-

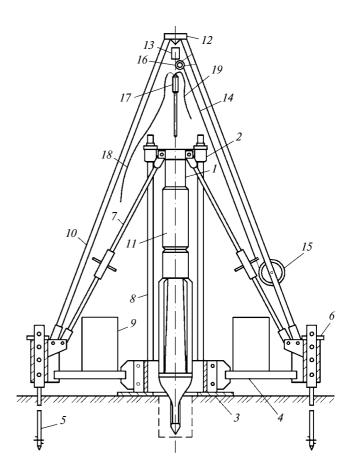


Рис. 3. Схема установки УВГ-216/840

зователя и подача зарядов в камеру выполняются с помощью затвора-зарядоносителя. Заряды из аммонита помещают в бумажную оболочку с расстоянием между зарядами от 40 до 70 мм. Кумулятивность зарядов и расстояния между ними обеспечивают бумажные разграничители цилиндрической формы с конусами на концах, которые образуют кумулятивные выемки [5]. Инициирование взрыва осуществляется от электродетонатора ЭД-8-Ж (ГОСТ 9089—75). Проектные проработки позволили скомпоновать принципиальную схему установки (см. рис. 3) и составить геометрическую расчетную схему. В результате разработки были получены основные технические данные установки (табл. 1).

Техническая характеристика установки УВГ-216/840

Таблица 1

Параметр	Скважино- образователь	Фугасник ^{*1}	Винтовой анкер	Бетонные блоки	Копер сборно-разборный	Ручная таль* ²	Заряд аммонита
Высота, мм	2200	1700	1800	600	4800	_	900
Диаметр, мм	216	216	90	_	_	_	19
Масса, кг	180	80	16	1300	338	42	0,18
Число	1	1	4	2	1	1	n^{*3}

 $^{^{*1}}$ Продольный ход — 840 мм.

 $^{^{*2}}$ Грузоподъемность — 1000 кг.

^{*3}Определяется расчетом.

Устройство и работа установки

Установка (см. рис. 3) состоит из следующих основных частей: системы связей (поз. 1-8); копра (поз. 9-16); скважинообразователя 11; затвора-зарядоносителя (поз. 17—19). Система связей сборной конструкции содержит: крестовину (поз. 3, 4); винтовые анкеры 5 с пальцами 6; растяжки 7 и 8; соединительное кольцо 2; трубу 1. Крестовина имеет пригрузочную плиту 3 и распорки 4. На распорках установлены блоки 9 пригруза. Распорки противодействуют горизонтальному смещению анкеров от усилий растяжек 7 при взрывном воздействии. Пригрузочная плита центрирует скважинообразователь по оси скважины и предотвращает разброс грунта при случайном прорыве газов взрыва. Анкеры 5 удерживают крестовину от горизонтальных смещений и установку в нужном положении, не допуская вертикального перемещения установки вверх при взрыве. Регулируемые растяжки 7 и 8 поджимают скважинообразователь к грунту, предотвращая прорыв газов взрыва и удерживая его в вертикальном положении, прижимают кольцо 2 к обрезу трубы 1. Кольцо 2 вставлено в трубу 1 без прикрепления к ней и воспринимает отдачу корпуса скважинообразователя 11 при взрыве. Копер сборной сквозной конструкции включает в себя четыре стойки 10, траверсу 12, ручную таль 13, механизм подачи зарядов (поз. 14, 11, 16). С помощью копра скважинообразователь ставится в вертикальное положение, подаются доборные элементы трубы 1, размещается затвор-зарядоноситель 17в скважинообразователе. Масса копра снижает отдачу корпуса при взрыве. Заряд состоит из цилиндрической сгораемой оболочки 29 (см. рис. 2) рассосредоточенных масс взрывчатого вещества 30, разделительных стаканов 31 из сгораемого материала, капсюля-электродетонатора 32.

В начале работы установки затвор-зарядоноситель с помощью ручной тали опускают по трубе 1 в скважинообразователь; на посадочном месте он автоматически фиксируется от перемещения задвижками 17 (см. рис. 2). Шнуром 18 (см. рис.3) проверяют правильность посадки затвора-зарядоносителя и надежность его закрепления. Соединительные провода сети электровзрывания присоединяют к взрывной машинке и осуществляют подрыв заряда. Продукты взрыва заряда воздействуют на корпус скважинообразователя 11 и на фугасник с грунтом в противоположных направлениях. Корпус сохраняет состояние покоя. Газы взрыва заряда аммонита вбивают фугасник в грунт, где истекающие из взрывной камеры газы образуют предварительную сопутствующую камуфлетную полость. Камера взрывания расширяется, давление в ней падает, фугасник останавливается. Корпус под действием силы тяжести разъединяет трубу 1 с кольцом 2и по фугаснику опускается вниз до упора. Кольцо 2 остается в своем положении на растяжках 7 и 8. Провода отсоединяются от взрывной машинки. Натяжением троса задвижки 17 (см. рис. 2) убираются в корпус затвора. Затвор извлекается из скважинообразователя. Труба 1 (см. рис. 3) наращивается доборным элементом и растяжками соединяется с кольцом 2. Далее операции повторяются. После окончания проходки скважины затвор 17 и кольцо 2 убирают и ручной талью 13 за трубу 1 извлекают скважинообразователь из скважины.

Изготовление деталей и узлов, а также сборка установки проводились в городе Саратове на опытно-экспериментальном авторемонтном заводе Главприволжскстроя Министерства строительства СССР. В процессе изготовления проверяли работоспособность деталей и узлов в заводских условиях. Испытания осуществляли в полевых условиях взрывными нагружениями. После каждого полевого исследования узлы и детали дорабатывали и подвергали проверке в работе.

Расчет прочности стальных стенок цилиндрических камер взрывания

В настоящее время известны рекомендации К. П. Станюковича [7] и разработка камер взрывания А. Ф. Демчука [8] с охранной зоной стенок камер, регламентируемой условием прочности материала: $R_{\rm B}/r_0 \geq 10$, где $R_{\rm B}$ — внутренний радиус камеры взрывания, r_0 — радиус заряда. Охранная зона стенок камер взрывания скважинообразователя из условия прочности материала с учетом конструктивных особенностей определяется отношениями $R_{\rm B}/r_0 = 4$ и $R_{\rm B}/r_0 = 6$. Расчетные значения давления p_1 для них представлены в табл. 2.

При оценке силового воздействия продуктов взрыва на стенки камер взрывания следует учитывать значения относительных расстояний $R_{\rm B}/r_0$, а также ориентацию внутреннего радиуса камеры взрывания относительно радиуса адекватности (термин, введенный автором) $R_{\rm a}=14,85$ см из условия равенства давления p падающей ударной волны и давления $p_{\rm r}$ газов взрыва на стенке камеры взрывания:

$$p = \frac{R_{\rm c} T \rho_{\rm r} r_0^2}{(1 - \alpha_{\rm c} V_0 \rho) R_{\rm B}^2};$$
 (1)

$$p_{\Gamma} = \frac{R_{\rm c} T \rho_{\Gamma} (K Q_0)^{0.5} r_0^2}{(1 - \alpha_{\rm c} V_0 \rho) Q_0 R_{\rm p}}.$$
 (2)

Таблицо Данные для определения квазистатического давления p_1 на стенку камеры взрывания

$R_{\rm\scriptscriptstyle B}/r_0$	Соотношение $R_{\rm B}$ и $R_{\rm a}$	Формула p_1
6	$egin{aligned} R_{_{ m B}} &< R_{_{ m a}} \ R_{_{ m B}} &\geq R_{_{ m a}} \end{aligned}$	$p + 0.5p_{\Gamma} 0.5p + p_{\Gamma}$
4	$egin{aligned} R_{ m B} &< R_{ m a} \ R_{ m B} &\geq R_{ m a} \end{aligned}$	$p + p_{\Gamma} \\ p + p_{\Gamma}$

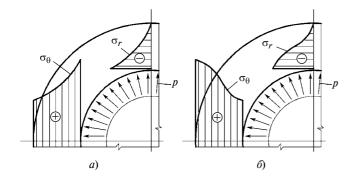


Рис. 4. Этноры распределения напряжений по трактовке Ляме (a) и по предложенной методике (b)

В формулах (1) и (2) $R_{\rm c}$ — средневзвешенная газовая постоянная; T — абсолютная температура; $\rho_{\rm r}$ — плотность газов взрыва; $\alpha_{\rm c}$ — средневзвешенный собственный объем газов взрыва — коволюм; V_0 — объем газов взрыва одного килограмма взрывчатого вещества при нормальных условиях; ρ — плотность взрывчатого вещества в заряде; Q_0 — теплота (энергия) взрыва; K = 4,673 — корректировочный опытный коэффициент уменьшения количества теплоты взрыва.

Отношение $R_{\rm R}/r_0 \ge 10$ не удовлетворяет решению поставленной задачи по конструктивным условиям, что предопределяет необходимость разработки данного метода. Расчет радиальных, окружных и осевых напряжений поперечного сечения полого цилиндра в настоящее время проводится по формулам Ляме [9]. Наиболее напряженные точки полого цилиндра при внутреннем давлении располагаются у внутренней поверхности, менее напряженные — у наружной (рис. 4, а). Подобное напряженно-деформированное состояние поперечного сечения толстостенного цилиндра по теории Ляме не совсем объективно отражает фактическое [10, 11]. Поэтому выдвигается гипотеза "растянутоквазиизгибного напряжения", основанная на представлении о том, что наряду с усилием растяжения, равномерно распределенным по высоте сечения, возникает усилие растяжения периферийной или наружной зоны сечения, вызванное усилием объемного сжатия ближней или внутренней зоны сечения цилиндра. Эпюры распределения напряжений по сечению цилиндра, нагруженного внутренним давлением, представлены на рис. 4, б. Внутреннее давление вызывает радиальные напряжения сжатия $\sigma_r = -p$, эпюра которых имеет нелинейный двояковыпуклый вид. Эти напряжения существуют и в поперечном, и в продольном сечениях. Наряду с радиальным напряжением сжатия в сечениях возникают окружные напряжения σ_{p} растяжения, вызванные действием силы, равной произведению внутреннего давления р на внутренний радиус $R_{\rm B}$ [12]. Эта сила, отнесенная к толщине δ стенки, создает равномерно распределенное окружное напряжение:

$$\sigma_{\rm p} = pR_{\rm B}/\delta. \tag{3}$$

За исходное условие принимается случай разрыва толстостенного сосуда высокого давления [13], согласно которому толщину стенки определяет уравнение:

$$p_{\text{max}} = \frac{1.1\sigma_{\text{B}} \ln R}{1 + 2.4e_5},\tag{4}$$

где p_{\max} — максимальное внутреннее давление; $\sigma_{\rm B}$ — предел прочности материала цилиндра; e_5 — относительная деформация при напряжении, соответствующем пределу прочности; R — параметр толстостенного цилиндра.

Напряжения $\sigma_{\rm B}$ и $\sigma_{\rm p}$ подчиняются условию $\sigma_{\rm B} > \sigma_{\rm p}$, следовательно, в поперечном сечении толстостенного цилиндра кроме равномерно распределенного растягивающего напряжения $\sigma_{\rm p}$, действует также усилие, обусловливающее наличие окружного избыточного растягивающего напряжения $+\sigma_{\rm u}$ по наружной поверхности цилиндра и сжимающего напряжения $-\sigma_{\rm u}$ по внутренней поверхности. Таким условием можно условно назвать "квазиизгибающий момент". По данным $\sigma_{\rm p}$, $+\sigma_{\rm u}$, $-\sigma_{\rm u}$ строят суммарную эпюру окружных напряжений $\sigma_{\rm \theta}$. Квазиизгибающий момент составит:

$$M_{\rm u} = \sigma_{\rm u} \delta^2 / 6. \tag{5}$$

С целью выражения квазиизгибающего момента через p_{\max} (4) и $R_{\rm B}$ вводим базисный изгибающий момент

$$M_{\rm \delta} = p_{\rm max} R_{\rm B}^2. \tag{6}$$

Коэффициент пропорциональности моментов $M_{
m u}$ и $M_{
m \delta}$ для стадии разрыва цилиндра составляет

$$K = 6M_{\rm M}/M_{\rm 6}.\tag{7}$$

С помощью коэффициента K (7) корректируем значение квазиизгибающего момента по расчетному значению p. Окружное разрывное напряжение по наружной поверхности составляет

$$\sigma_{\rm B} = R_{\rm B} p_{\rm max} \delta^{-1} \left(1 + K \frac{R_{\rm B}}{\delta} \right). \tag{8}$$

Преобразуя равенство (8) относительно K, получим:

$$K = \frac{\delta}{R_{\rm B}} \left(\frac{\sigma_{\rm B}}{p_{\rm max}} \frac{\delta}{R_{\rm B}} - 1 \right). \tag{9}$$

Согласно уравнению (9) формула для определения толщины δ стенки цилиндра на разрыв имеет вил:

$$\delta = 0.5R_{\rm B} \left\{ \frac{p_{\rm max}}{\sigma_{\rm B}} + \left[\frac{p_{\rm max}}{\sigma_{\rm B}} \left(\frac{p_{\rm max}}{\sigma_{\rm B}} + 4K \right) \right]^{0.5} \right\}. \tag{10}$$

Подставив в формулу (10) вместо $\sigma_{\rm B}$ и $p_{\rm max}$ расчетные значения σ и p, получим рабочую толщину стенки цилиндра:

$$\delta = 0.5R_{\rm B} \left\{ \frac{p}{\sigma} + \left[\frac{p}{\sigma} \left(\frac{p}{\sigma} + 4K \right) \right]^{0.5} \right\}. \tag{11}$$

Методику расчета экспериментально и теоретически исследовали в СКБ "Гидроимпульсной техники" СО АН СССР. Получено положительное заключение.

Методика и пример расчета прочности стенок цилиндрической камеры взрывания

Согласно формулам (1) и (2) давления на стенку камеры взрывания падающей ударной волны и газов взрыва составляют:

$$p = 75,92 \text{ M}\Pi a;$$

 $p_{\Gamma} = 25,57 \text{ M}\Pi a.$

По результатам исследования автора [11] предельное нормативное квазистатическое напряжение σ рекомендуется принимать не более нормативного предела текучести стали σ_{max} .

Технические данные расчета

Внутренний радиус камеры $R_{\rm B}$, мм	50
Удельное давление продуктов взрыва, МПа:	
ударной волны p	75,92
газов взрыва p_Γ	25,57
Механические свойства стали 25 (ГОСТ 1050—74*):	
$\sigma_{\text{max}}, M\Pi a \dots \dots \dots \dots \dots \dots$	274,68
$\sigma_{\!\scriptscriptstyle B}, M\Pi a$	451,26
$\delta_5,\%$	23

Расчетные коэффициенты: по надежности материала $\gamma_{\rm M}=1{,}05$; для учета хрупкости материала — $\beta=0{,}85$; из условия работы — $\gamma_{\rm C}=0{,}95$.

Предельное расчетное квазистатическое напряжение стали 25 составляет:

$$\sigma$$
 = βγ_c σ _{max}/γ_M = 211,21 MΠa.

Наружный радиус камеры из условия разрыва цилиндра согласно формулам (2) и (3) составляет $R_{\rm H}=6.9$ см. Толщина стенки на разрыв $\delta=R_{\rm H}-R_{\rm B}=1.9$ см.

Равномерно распределенное по сечению окружное напряжение растяжения по формуле (3) составляет: $\sigma_{\rm p} = 267,08~{\rm M}$ Па.

Напряжения растяжения и сжатия от квазиизгибающего момента

$$\pm \sigma_{\text{и}} = \sigma_{\text{в}} - \sigma_{\text{p}} = 184,18 \text{ МПа}.$$

Квазиизгибающий момент получим по формуле (5): $M_{\rm H}=11~081,5~{\rm H\cdot cm};$ базисный изгибающий момент — по формуле (6): $M_{\rm G}=253~725,0~{\rm H\cdot cm}.$

Коэффициент пропорциональности между моментами при разрыве цилиндра получим по формуле (7): K = 0.26051.

Рабочая толщина стенки камеры по выражению (11) составит $\delta = 25,4$ мм.

Толщину стенки приняли равной 26 мм. По результатам испытания камеры взрывания СВГ-216/840 с данной толщиной стенки никаких деформаций, смещений, трещин или отколов металла не наблюдалось.

Таким образом, впервые осуществлен экспериментально-теоретический подход к принципу конструктивно-геотехнологического решения оборудования взрывофугасного грунтовытеснения скважин в основаниях набивных свай.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Борозенец Л. М.** Повышение несущей способности оснований набивных свай взрывофугасным вытеснением грунтов: Автореф. дис. канд. техн. наук / ПГТУ. Пермь. 1994. 25 с.
- 2. **Борозенец Л. М.** Взрывофугасное грунтовытеснение скважин в основаниях набивных свай // Вестник ЮУрГУ. Сер. Строительство и архитектура. Т. 14. № 3. Челябинск: ЮУрГУ, 2014. С. 24—30.
- Челябинск: ЮУрГУ, 2014. С. 24—30. 3. **Борозенец Л. М.** Явление физического взрыва при камуфлетах: Информационный листок. Владимир: ЦНТИ, 1991. № 91-53. 4 с.
- 4. **А. с. 1019889 СССР:** МКИ³ Е21С. Способ проходки скважин в грунте.
- 5. **A. c. 1238434 СССР:** МКИ³ Е02F 5/30, 5/20, E21C37/00 Устройство для проходки скважин в грунтах.
- 6. **Борозенец Л. М.** Взаимодействие энергии продуктов взрыва, скважинообразователя и грунта в системе взрывофугасного грунтовытеснения скважин в основаниях набивных свай // Вестник ЮУрГУ. Сер. Строительство и архитектура. Т. 14. № 4. Челябинск: ЮУрГУ, 2014. С 34—39.
- 7. **Физика взрыва** / Под ред. К. П. Станюковича. М.: Наука, 1975. 704 с.
- 8. **Демчук А. Ф.** Металлические взрывные камеры: Автореф. дис. канд. техн. наук. Новосибирск. 1971. 20 с.
- 9. **Справочник** машиностроителя. Т. 3. / Под ред. С. В. Серенсена. М.: Машгиз, 1962. 651 с.
- 10. **Борозенец Л. М.** Способ расчета толстостенных цилиндров: Информационный листок. № 87-20. Владимир: ЦНТИ, 1987. 4 с.
- 11. **Борозенец Л. М.** Способ определения предельных напряжений толстостенных цилиндров: Информационный листок. № 88-6. Владимир: ЦНТИ, 1988. 4 с.
- 12. **Биргер И. А., Мавлютов Р. Р.** Сопротивление материалов. М.: Наука, 1986. 560 с.
- 13. **Колтунов М. А., Васильев Ю. Н., Черных В. А.** Упругость и прочность цилиндрических тел. М.: Высшая школа, 1975. 526 с.

А. Л. НОСКО, д-р техн. наук, Е. В. САФРОНОВ (МГТУ им. Н. Э. Баумана), В. А. ПОТАПОВ, канд. техн. наук (ЗАО "ИТЦ "КРОС", г. Москва), e-mail: gen-s@mail.ru

Система паллетных модулей для складской интралогистики

Разработана система паллетных подъемно-транспортных модулей на базе отечественных комплектующих, которые позволяют производить транспортировку, поворот, подъем—опускание, загрузку—разгрузку и другие операции с паллетами. Модули адаптированы под российские системы автоматики. Представлены конструкции и технические характеристики модулей.

Ключевые слова: складская интралогистика, склад, складские технологии, паллетный модуль, подъемно-транспортное оборудование.

The system of palette lifting and transporting modules on the base of domestic components, which allow to perform transportation, rotation, lifting-sinking, receiving-shipping and other operations with palettes, is developed. The modules are adapted for Russian automation systems. The design and technical characteristics of the modules are presented.

Keywords: warehouse intralogistics, warehouse, warehouse technologies, palette module, lifting and transporting equipment.

В настоящее время прослеживается устойчивая тенденция к модернизации старых и строительству новых складских комплексов, позволяющих не только хранить грузы, но и выполнять операции по их сортировке, упаковке, этикетировке, взвешиванию, определению габаритных размеров, а также другие транспортные и технологические операции. Это требует серьезных технических, технологических, организационных, экономических и других мероприятий, позволяющих повысить эффективность складского комплекса.

При этом один из основных вопросов — правильный выбор и использование современного подъемно-транспортного оборудования, к которому относятся паллетные конвейеры, поворотные столы и перегрузочные секции, подъемники, краны-штабелеры, а также другие машины и механизмы для работы с паллетами.

Сегодня данного оборудования отечественного производства недостаточно, а в сегменте оборудования для комплексной меха-

низации и автоматизации работ на складах паллетного хранения и переработки грузов отечественного оборудования практически нет. Этот сегмент более чем на 95 % занят зарубежными производителями, прежде всего европейскими (например, TGW Logistic Group, Mecalux, SSI Schaefer и др.). Однако анализ этого оборудования показал, что стоимость зарубежных образцов в 1,5÷2,5 раза больше стоимости, отечественных аналогов.

К сожалению, отечественные производители выпускают только отдельные паллетные модули (секции), из которых невозможно сформировать техническую систему, позволяющую решать комплексные задачи механизации и автоматизации. Поэтому первыми действиями по импортозамещению являются разработка конструкций, организация производства и изготовление отечественного паллетного подъемно-транспортного оборудования, соответствующего лучшим зарубежным образцам и позволяющего решать интралогистические задачи комплексной механизации и автоматизации работ на складах.

Опыт использования в ООО "Арт-лоджистик" на холодильном складе класса А отечественной WMS системы (разработчик — российская компания АХЕLОТ), которой заменили немецкую систему, показал, что на автоматизацию всех технологических процессов потребовался один месяц. При этом затраты были в несколько раз ниже, чем на аналогичную систему европейской или американской компаний, а срок окупаемости составил всего около 9 мес.

Конструкции и технические характеристики модулей

На отечественной элементной базе разработаны или разрабатываются (отмечены звездочкой) следующие паллетные подъемнотранспортные модули:

приводные роликовый и цепной;

неприводной роликовый;

накопительные роликовые и цепной*;

наклонный и подъемный загрузки/выгрузки;

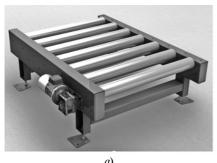
поворотные роликовый и цепной;

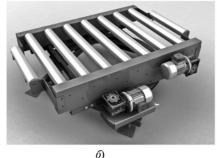
роликово-цепной перекладчик; цепной подъемник*; кран-штабелёр*.

Три из разработанных модулей приведены на рис. 1, a-e.

Разработанные модули обеспечивают транспортировку, накопление, поворот, подъем— опускание, загрузку—разгрузку и другие операции с паллетами и не уступают, а по некоторым характеристикам (стоимость, унификация, сроки изготовления и монтажа) превосходят лучшие зарубежные аналоги.

На рис. 2 приведены чертеж (a) и внешний вид (δ) поворотного роликового модуля (ПРМ).





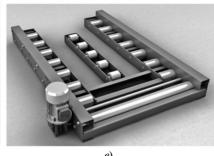


Рис. 1. Приводной (a) и поворотный (б) роликовые модули и наклонный модуль загрузки — выгрузки (в)

Техническая характеристика ПРМ

Номинальная шири-	074 : 1074
на <i>W</i> , мм	874÷1074
Шаг роликов P , мм	196
Высота по уровню роликов $H_{\mathrm{p}}, \mathrm{mm} \ldots$	400÷800
Диаметр окруж- ности поворота D , мм	1730÷1860
Скорость транспортирования, м/с	0,2
Время поворота на 90°, с	7
Мощность привода механизма поворота, кВт	0,25
Транспортируемый груз	Паллеты (ГОСТ 9557—87, ГОСТ 9078—84); металлические контейнеры (ГОСТ 14861—91)
Размеры, мм:	
паллеты	800 × 1200
контейнера	1000×1200
Максимальная масса груза, кг	1250

 Π РМ см. рис. 2, δ состоит из трех частей: поворотной платформы 1, опорно-поворотного устройства (ОПУ) 2 и неповоротной рамы (станины) 3. Горизонтальное перемещение паллет осуществляется с помощью приводного роликового конвейера, установленного на поворотной платформе, опирающейся на ОПУ. Платформа может поворачиваться в горизонтальной плоскости на 360° относительно неповоротной рамы. Модуль имеет два независимых привода — для горизонтального перемещения (4) и поворота (5) паллет.

Комплектация, изготовление отдельных узлов и сборка сек-

ций организована на производственных мощностях ЗАО "ИТЦ "КРОС" (г. Ивантеевка).

Модули разработаны для наиболее применяемых паллет размерами 800×1200 мм и 1000×1200 мм и грузов массой до 1250 кг и высотой до 2000 мм.

В зависимости от исполнения и назначения модули имеют:

разное расположение привода (снизу, сбоку);

роликовое и/или цепное грузонесущее полотно;

оцинкованное покрытие на металлических элементах рамы (или окрашены).

Привод секций имеет моторредуктор и контроллер с частотным преобразователем, что обеспечивает: плавность хода паллеты; низкий уровень шума (не более 55 дБ); высокую точность позиционирования паллеты ($\pm 10\,$ мм). Привод и модуль (секция) в целом отличаются компактностью.

При изготовлении металлоконструкций используются лазерная резка и гибка на станках с ЧПУ.

Детали и узлы модулей рассчитывали на прочность и жесткость в системе SolidWorks Simulation (COSMOSWorks).

Более 95 % деталей, узлов и механизмов изготовлены из отечественных комплектующих.

Конструктивные решения механизмов, узлов и деталей существенно упрощают сборку модулей и сокращают время монтажа секции не менее чем на 10 % по сравнению с монтажом конструкций зарубежных производителей.

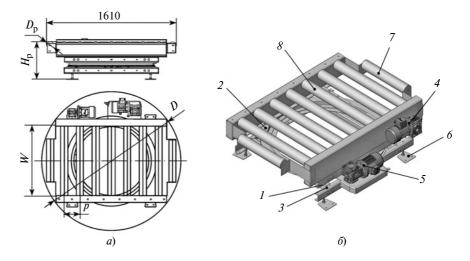


Рис. 2. Поворотный роликовый модуль:

- 1 поворотная платформа; 2 ОПУ; 3 неповоротная рама; 4 привод роликов; 5 привод механизма поворота; 6 регулируемая опора; 7 неприводной ролик;
- 8 приводной ролик

В. Б. КУЗНЕЦОВА, канд. экон. наук, А. И. СЕРГЕЕВ, канд. техн. наук, А. И. СЕРДЮК, д-р техн. наук (Оренбургский ГУ), e-mail: valyosha@list.ru

Основные принципы информационного сопровождения изделий машиностроения¹

Рассмотрены основы информационного обеспечения разработки, проектирования, производства, эксплуатации и утилизации изделий машиностроения.

Ключевые слова: изделие, жизненный цикл, CALSтехнология, информационное обеспечение, единая информационная среда.

The basics of information support of development, design, manufacturing, service and recovery of engineering products are considered.

Keywords: product, life cycle, CALS-technology, information support, unified information environment.

Сегодня ведущие производители комплектуют свою продукцию электронной технической документацией (ЭТД) и средствами системы менеджмента качества (СМК), обеспечивают интегрированную логистическую поддержку (ИЛП) на всех этапах жизненного цикла (ЖЦ) изделия. Российские предприятия, особенно предприятия оборонно-промышленного комплекса, также используют CALS-технологии [1] и внедряют средства и технологии управления данными об изделии, в частности PDM-системы [2].

Методика информационного обеспечения ЖЦ изделия машиностроения основывается на десяти принципах (рис. 1), систематизированных в работе [3]. Рассмотрим их подробнее.

Интегрированная компьютеризация охватывает научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы; оценку технического уровня изделия; маркетинговые исследования; составление технического задания; проектирование; конструирование; техническую подготовку производства; организацию серийного производства, управление производством; материально-техническое снабжение; сертификацию; эксплуатацию; гарантийное и послегарантийное обслуживание; модернизацию; капитально-восстановительный ремонт; демонтаж и утилизацию изделия, а также подготовку конструкторов, технологов, организаторов производства, специалистов служб контроля и качества и т. п. [3].

Локальное внедрение информационных технологий нецелесообразно. Это можно сравнить с локальной автоматизацией производства, когда в тех-



Рис. 1. Основные принципы информационного обеспечения ЖЦ излелия

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 10)

Модули полностью адаптированы под российские системы автоматики, например ПЛК ОВЕН. В случае неисправности система автоматики принимает меры по ее устранению. Система управления отдельными модулями, а также системой модулей (типовые решения) разработана специалистами ЗАО "ИТЦ "КРОС" (г. Ивантеевка).

Подъемный модуль имеет такие устройства безопасности, как ловители и ограничители скорости, которые сертифицированы в соответствии с законодательством РФ и Таможенного союза.

На базе предлагаемых модулей разработаны: типовые решения паллетной механизации и автоматизации складских технологических процессов, конструкция

сцепной управляемой муфты в накопительном роликовом конвейере.

Все модули отвечают требованиям ГОСТ 29320—92 "Механическое оборудование грузораспределительных систем. Основы расчета" и ГОСТ 12.2.022—80 "Конвейеры. Общие требования безопасности".

¹ Работа выполнена при поддержке гранта Президента Российской Федерации МК-5393.2016.6 "Повышение эффективности мониторинга послепродажного обслуживания наукоемких изделий на основе оптимизации параметров процесса интегрированной логистической поддержки этапов жизненного цикла".

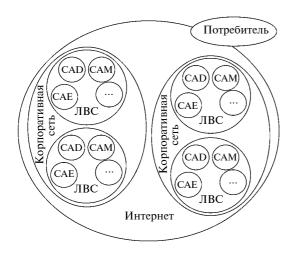


Рис. 2. Структура информационной среды обеспечения **Ж**Ц излелия

нологической цепочке один из станков заменяется на многоцелевой обрабатывающий центр с ЧПУ, при этом производительность всего процесса определяется производительностью самого медленно работающего станка.

Информационная среда должна быть доступна для всех участников ЖЦ изделия. Ее структура приведена на рис. 2.

Корпоративную сеть применяют для структурирования и распространения информации, выполненной в электронных трансакциях в пределах предприятия. Для обмена информацией между удаленными подразделениями, партнерами, дилерскими и сервисными центрами используют Интернет с данными в зашифрованном виде. Использование единой информационной среды значительно сокращает время обмена информацией, что повышает оперативность отклика предприятия на требования рынка.

Соответствие стандартам. Разрабатываемые и корректируемые нормативно-технические документы, регламентирующие информационную среду обеспечения ЖЦ изделия, должны соответствовать следующим стандаратам:

ISO 10303 (STEP — Standard for Exchange of Product data) — регламентирует обмен информацией и представление данных об изделии для управления изменениями в конструкторско-технологической информации в условиях виртуального предприятия и др.;

ISO 8879 (SGML — Standard Generalized Markup Language) — общее описание текстовой информации, стандарт представления текста;

ISO 15531 (MANDATE) — представление производственных данных;

ISO 9735 (EDIFACT) — обмен данными в управлении;

ISO 13584 (PLIB) — обмен данными в области управления обработкой информации о комплектующих машиностроения и электроники;

ISO 10179 — определяет странично-ориентированный формат как отображаемых и печатаемых документов, включая описания шрифтов, форматирование текста, разметку документов;

FIPS 183 (IDEF/0), FIPS 184 (IDEF/IX) — федеральные стандарты США по обработке информации: общее описание модели ЖЦ изделия;

MIL-STD и MIL-HDBK — военные стандарты США соответственно на общие правила цифрового обмена информацией и на процессы и методы формализации данных об изделиях и процессах.

Для авиационно-космической промышленности следует также учитывать нормативные требования соответствующих организаций:

ARINC (Aeronautical Radio, Inc) — корпорации, занимающейся эксплуатацией авиационно-космической техники.

ICAO (International Civil Aviation Organization) — международной организации гражданской авиации;

SAE (the Engineering Society for Advancing Mobility Land Sea Air and Space) — общества инженеров транспорта;

AECMA (European Association of Aerospace Industries) — Европейской организации представителей авиационно-космической техники и др. [4].

Электронное определение изделия обеспечивает непрерывную информационную поддержку изделия при всех процессах ЖЦ. Основой электронного определения изделия является электронная модель (ЭМ), содержащая в себя все данные об изделии с учетом международных стандартов.

Это позволяет связать в единую систему все службы предприятия, участвующие в проектировании и создании нового изделия, технологической подготовке и серийном производстве, а также службы, обеспечивающие поставку готового изделия, его сервисную поддержку, ремонт, модернизацию и утилизацию [5].

Основу ЭМ составляет 3D-модель, созданная на базе моделей поверхностей теоретических обводов и конструкторской документации.

Электронная модель — одно из основных средств повышения эффективности проектирования, производства и сопровождения изделий за ЖЦ.

Разновидностью ЭМ является электронный макет изделия (ЭМИ), предназначенный для оценки взаимодействия составных частей макетируемого изделия или изделия в целом с элементами производственного и эксплуатационного окружения. ЭМИ разрабатывается на этапах проектирования, не предназначается для изготовления по нему изделий и, как правило, не содержит данных для изготовления и сборки изделий [6].

ЭМИ обеспечивает:

проработку и увязку конструкций на этапе проектирования;

организацию параллельных процессов в проектировании изделий и подготовке их производства;

управление составами изделий и их модификациями;

подготовку информации для разработки и поставки электронных руководств по эксплуатации и обслуживанию изделий с учетом их модификаций и исполнений и др. [7].

Применение современных технологий заключается в использовании передовых технологий, программных и аппаратных средств с учетом своевременного импортозамещения программно-технических решений: прецизионного технологического оборудования с ЧПУ, в том числе путем модернизации эксплуатационного оборудования с применением новых систем с ЧПУ, встроенных систем контроля геометрии и др.; современных координатно-измерительных машин и комплексов, технологий быстрого прототипирования; наноматериалов и нанотехнологий; высокоэффективных конструкционных и функциональных материалов; материаловедческо-технологических и конструкторско-технологических решений, технологий и организации группового машиностроительного производства и др. Стратегически важное значение приобретают конструкционные и функциональные наноматериалы, многоцелевые нанотехнологии [8].

Прогнозирование влияния проектов заключается в определении влияния конкретных проектов на следующие факторы:

научно-технический потенциал;

финансовое состояние предприятий (для увеличения производительности, эффективности использования имеющихся ресурсов);

дебиторскую и кредиторскую задолженности;

оптимизацию управления проектом по временным показателям и по затратам;

подготовку коммерческих предложений для участия в тендерах;

оптимизацию постоянно меняющихся бизнеспроцессов при четком соблюдении требований контрактов;

информационное обеспечение всех направлений планирования и управления предприятием для решения стратегических задач развития производства за весь ЖЦ изделия;

систему управления складскими запасами "just in time" ("точно в срок"), которая предусматривает гарантированные поставки материалов по мере необходимости;

передачу продукции на сборочные производства, склады готовой продукции;

комплектацию запасными частями эксплуатируемой техники;



Рис. 3. Примерный состав данных информационной модели ресурсов

производственные графики оперативно-календарного планирования со сменно-суточными заданиями участкам и рабочим местам с их обеспечением с учетом планово-предупредительного обслуживания рабочих мест в условиях единичного и серийного производства;

планирование количества и состава рабочей силы вплоть до расчета зарплаты и профессионального совершенствования сотрудников;

различные направления финансово-хозяйственной деятельности: систему учета затрат, анализ прибыли, управление финансовыми и материальными потоками [9, 10].

Оптимизацией влияния конкретных проектов на указанные факторы является инжиниринг структуры предприятия [11].

Информационная модель ресурсов содержит данные (рис. 3), которые отражают в информационной модели статические (класс, тип, категория, конструктивные элементы, фичерсы изделия и т.д.) и динамические (состояние, количество, температура изделия и т. д.) показатели, превращая информацию о предприятии и об изделиях в важнейший корпоративный ресурс [12].

Система информационного обеспечения эксплуатации и технического обслуживания продукции с применением интерактивных эксплуатационных технических руководств (ИЭТР), интегрированной логистической поддержки.

Интегрированная логистическая поддержка (Integrated Logistic Support) изделия направлена на сокращение затрат для обеспечения процессов ЖЦ и реализуется на основании нормативных документов, которые приобрели статус международных (стандарты МО США MIL-STD-1388; специфи-

кации Европейской ассоциации аэрокосмической промышленности AECMA SPEC 1000D и AECMA SPEC 2000M, нотации языка IDF0 и др.) и регламентируют принципы функционального моделирования бизнес-процессов.

Одним из ключевых элементов интегрированной логистической поддержки изделия наряду с результатами анализа логистической поддержки является интерактивное электронное техническое руководство (Interactive Electronic Technical Manual — IETM) — комплекс данных технической, эксплуатационной, ремонтной документации, которую поставляют заказчику в электронной форме (техническое описание изделий и его агрегатов; технология обслуживания, технической эксплуатации, ремонта и др.) [3]. Интерактивное электронное техническое руководство позволяет оперативно получать полную информацию для всех модификаций изделия в любом исполнении.

Информационная безопасность основана на принципе многоуровневой защиты информации, исключающей целенаправленные и случайные воздействия, приводящие к разглашению, физическому разрушению или несанкционированному изменению охраняемых сведений.

Безбумажный обмен данными возможен только при обеспечении конфиденциальности электронного документооборота на основе применения электронной цифровой подписи (ЭЦП) [13, 14].

Подготовка и переподготовка кадров. Для интеграции научно-производственных центров, объединений и учебно-научных учреждений, обеспечивающей прежде всего совместное использование интеллектуальной собственности в целях повышения эффективности образовательного процесса, научных исследований, обеспечения ЖЦ наукоемких изделий промышленности [15], требуются:

введение специализации по проблемам CALS в высших технических учебных заведениях;

организация подготовки, повышения квалификации кадров в высших технических учебных заведениях, отраслевых и межотраслевых центрах;

переработка и издание в традиционной (бумажной) и электронной форме учебно-методических материалов по проблемам CALS [16].

Таким образом, выделив основные принципы информационного обеспечения ЖЦ изделий машиностроения, можно заключить, что задача совместного использования электронной информации — данных о структуре изделий, геометрических моделей, чертежей, документов (пояснительные записки, извещения, технические руководства, спецификации и т. п.) — актуальна во многих отраслях, связанных с производством наукоемкой продукции. И что только комплексное внедрение предложенных основных показателей позволяет предприятию получить максимальный экономический эффект и конкурентные преимущества.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Судов Е. В., Левин А. И.** Концепция развития CALS-технологий в промышленности России М.: НИЦ CALS-технологий "Прикладная логистика", 2002. 131 с.
- 2. **Burden R.** PDM: Product Data Management. Boston: Resource Publishing, 2003. 643 p.
- 3. **Bratukhin A. G.** What's Russian for CALS? // Interavia Business & Technology. Oct. 2002. V. 57. P. 19.
- 4. **Концепция** разработки, внедрения и развития технологий информационной поддержки жизненного цикла изделий вооружения и военной техники. М.: НИЦ CALS "Прикладная логистика", 2006. 27 с.
- 5. **Кузнецова В. Б., Сергеев А. И.** Методика внедрения электронного документооборота при производстве сложной авиационной техники // Труды МАИ. 2014. № 74. С. 31.
- 6. **Технология** и организация группового машиностроительного производства. Т. 1. Основы технологической подготовки группового производства. Т. 2. Организация труда и оценка эффективности группового производства / С. П. Митрофанов, А. Г. Братухин, О. С. Сироткин и др. М.: Машиностроение, 1992. Т. 1. 480 с. Т. 2. 370 с.
- 7. **Анализ** логистической поддержки: теория и практика / Е. В. Судов, А. И. Левин, А. Н. Петров и др. М.: ООО Издательство "Информ-Бюро", 2014. 260 с.
- 8. **Современные** технологии агрегатно-сборочного производства самолетов / А. И. Пекарш, Ю. М. Тарасов, Г. А. Кривов и др. М.: Аграф-пресс, 2006. 304 с.
- 9. **Кузнецова В. Б., Сергеев А. И.** Повышение эффективности производства посредством интеграции статистических методов в функционально-стоимостный анализ: Монография. Оренбург: ООО ИПК "Университет", 2013. 222 с.
- 10. **Кузнецова В. Б.** Формирование подхода к проведению функционально-стоимостного анализа на основе оценки структуры и динамики затрат и расходов на производство изделия // Вестник Оренбургского государственного университета. 2010. № 2 (108). С. 104—110.
- 11. **Приоритеты** авиационных технологий / Под. ред. проф. А. Г. Братухина. М.: Изд-во МАИ, 2004. Кн. 1. 695 с. Кн. 2. 630 с.
- 12. **Бизнес** по скорости мысли / Гейтс Б., Хемингуэй К. М.: ЭСМО-ПРЕСС, 2001. 477 с.
- 13. **Кузнецова В. Б., Сергеев А. И., Попов А. В.** Внедрение методики параллельного инжиниринга на основе plm-системы teamcenter на ОАО "ПО" Стрела" // Автоматизированные технологии и производства. 2013. № 5. С. 111—113.
- 14. **Совершенствование** процесса изготовления сложных изделий с использованием PDM-систем на OAO "ПО "Стрела" / А. И. Сердюк, В. Б. Кузнецова, А. И. Сергеев, А. В. Попов // Информационные технологии. 2013. № 4 (152). С. 54—61.
- 15. **Кузнецова В. Б.** Особенности применения информационных технологий в управлении персоналом машиностроительных предприятий // Вестник Оренбургского государственного университета. 2014. № 8. С. 29—32.
- 16. Гиндин Д. Е., Судов Е. В., Шапиро А. Я. Опыт реализации полигона автоматизированного завода "Красный пролетарий" // Развитие современного металлообрабатывающего оборудования в России и Китае: Сб. науч. трудов. М.: ЭНИМС, 1993. С. 50—61.

С. М. АФОНИН, канд. техн. наук [МИЭТ], тел.: (499) 710-66-74

Преобразование параметрических структурных схем пьезодвигателей нано- и микроперемещений при поперечном пьезоэффекте

На основании решения волнового уравнения построена структурно-параметрическая модель пьезодвигателя нано- и микроперемещений при поперечном пьезоэффекте. Получены его передаточные функции, выполнены параметрические преобразования структурных схем в зависимости от граничных условий, частотного диапазона работы и вида управления. Рассчитаны динамические характеристики пьезодвигателя.

Ключевые слова: пьезодвигатель нано- и микроперемещений, поперечный пьезоэффект, деформация, волновое уравнение, структурно-параметрическая модель, параметрическая структурная схема.

On the base of wave equation solution, the structural parametric model of a piezomotor of nano- and microdisplacements at lateral piezoeffect is composed. Its transfer functions are obtained, the parametric transformations of the structural schemes depending on boundary conditions, frequency operating range and control type are performed. The dynamic characteristics of a piezomotor are calculated.

Keywords: piezomotor of nano- and microdisplacements, lateral piezoeffect, deformation, wave equation, structural parametric model, parametric structural scheme.

Прецизионный пьезопривод используется в нанотехнологическом оборудовании фотоники, энергетики, микроэлектроники, астрономии, адаптивной оптики. Пьезодвигатель (ПД) (или пьезоактюатор) такого пьезопривода работает на основании обратного пьезоэффекта, перемещение достигается при приложении электрического напряжения деформацией пьезопреобразователя в диапазоне от единиц нанометров до единиц микрометров с точностью до десятых долей нанометров. Рабочий элемент ПД выполнен из пьезоэлектрической керамики и преобразует электрическую энергию в механическую. Пьезодвигатели нано- и микроперемещений изготовляют из пьезоэлектрической керамики на основе цирконата и титаната свинца марок ЦТС или Р Т. При поперечном пьезоэффекте для нано- и микроперемещений перспективен ПД высокой чувствительности (порядка 10 нм/В) с диапазоном перемещений от нескольких нанометров до десятков микрометров, обеспечивающий нагрузочную способность ≈ 100 Н [1-11].

Решение волнового уравнения с учетом уравнения пьезоэффекта и граничных условий для двух нагруженных рабочих поверхностей ПД при поперечном пьезоэффекте позволяет построить его структурно-параметрическую модель. Цель рабо-

ты — на основании решения волнового уравнения для Π Д получить систему уравнений, которая описывает структурно-параметрическую модель Π Д нано- и микроперемещений, и определить передаточные функции Π Д для определения его параметров в зависимости от внешней нагрузки.

Аналогично расчетам классических электроприводов учитываем противоэлектродвижущую силу ПД при поперечном пьезоэффекте, соответствующую противоЭДС якоря двигателя постоянного тока. Для этого в структурно-параметрических моделях и параметрических структурных схемах ПД при поперечном пьезоэффекте введем отрицательные обратные связи, учитывающие прямой пьезоэффект в ПД, и рассмотрим влияние обратных связей в статике и динамике на характеристики ПД.

Исследуем ПД нано- и микроперемещений при поперечном пьезоэффекте, имеющий соответствующие физические (упругая податливость, пьезомодуль) и геометрические параметры, определим структурно-параметрическую модель, параметрические структурные схемы и передаточные функции ПД при поперечном пьезоэффекте, изменения упругой податливости и жесткости ПД при поперечном пьезоэффекте с учетом противоЭДС и управления по напряжению и току.

Волновое уравнение и структурно-параметрическая модель пьезодвигателя

Рассмотрим пьезодвигатель (рис. 1) при поперечном пьезоэффекте, представляющий собой пьезопластину толщиной δ и высотой h с электродами, нанесенными на грани, перпендикулярные к оси 3, перемещение осуществляется по оси 1 (обозначения 1, 2, 3 координатных осей приняты в пьезотехнике и кристаллофизике [7]). Площадь поперечного сечения пьезодвигателя равна S_0 . Уравнения обратного и прямого поперечного пьезоэффекта при управлении пьезоактюатора по напряжению [7] имеют вид:

$$S_1 = d_{31}E_3 + s_{11}^E T_1; (1)$$

$$D_1 = d_{31}T_1 + \varepsilon_{33}^E E_3, \tag{2}$$

где $S_1(x, t) = \frac{\partial \xi(x, t)}{\partial x}$ — относительное смещение сечения пьезопластины по оси 1; x — координата; t — время; d_{31} — пьезомодуль при поперечном пье-

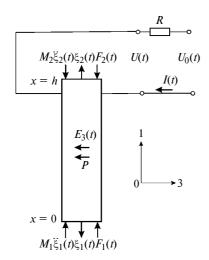


Рис. 1. Пьезодвигатель при поперечном пьезоэффекте

зоэффекте; $E_3(t) = \frac{u(t)}{\delta}$ — напряженность электрического поля по оси 3; u(t) — напряжение на электродах пьезопластины; s_{11}^E — упругая податливость по оси 1 при E = const; $T_1(x,t)$ — механическое напряжение по оси 1; $D_3(t)$ — электрическая индукция по оси 3; ε_{33}^T — диэлектрическая проницаемость по оси 3 при T = const.

Рассмотрим влияние реакции ПД из-за создания противоЭДС при прямом поперечном пьезоэффекте и статической деформации ПД (рис. 2). В статическом режиме при зажатом ПД (при неподвижных торцах) деформация ПД равна нулю, а развиваемое им усилие максимально.

Найдем максимальное усилие $F_{\rm max}$ и максимальное механическое напряжение $T_{\rm 1max}$, развиваемые ПД при поперечном пьезоэффекте (1) и питании от источника напряжения, т.е. при бесконечно малом сопротивлении источника питания (см. рис. 2, a):

$$F_{\text{max}} = U_{\delta}^{1} d_{31} \frac{S_{0}}{S_{11}^{E}},$$

откуда

$$\frac{F_{\text{max}}}{S_0} s_{11}^E = E_3 d_{31};$$

$$T_{1\max} s_{11}^E = E_3 d_{31},$$

следовательно, получим:

$$T_{1\text{max}} = E_3 d_{31} / s_{11}^E;$$

 $F_{\text{max}} = E_3 d_{31} S_0 / s_{11}^E.$

Оценим усилие F_{\max} и напряжение $T_{1\max}$, которые развивает ПД при поперечном пьезоэффекте (1) с учетом прямого пьезоэффекта (2) при питании от источника тока, т.е. бесконечно большом сопро-

тивлении источника питания (см. рис. 2, ϵ), если обкладки ПД разомкнуты:

$$F_{\text{max}} = U_{\delta}^{1} d_{31} \frac{S_{0}}{s_{11}^{E}} + F_{\text{max}} \frac{1}{S_{0}} d_{31} S_{p} \frac{1}{n \varepsilon_{33}^{T} S_{p} / \delta} \frac{1}{\delta} d_{31} \frac{S_{0}}{s_{11}^{E}},$$

откуда

$$\frac{F_{\text{max}}}{S_0} s_{11}^E \left(1 - \frac{d_{31}^2}{\varepsilon_{33}^T s_{11}^T} \right) = E_3 d_{31};$$

$$T_{1\text{max}}(1-k_{31}^2)s_{11}^E = E_3d_{31},$$

где $k_{31} = d_{31}/\sqrt{s_{11}^E \varepsilon_{33}^T}$ — коэффициент электромеханической связи.

Следовательно,

$$T_{1\max} s_{11}^D = E_3 d_{31},$$

причем

$$s_{11}^D = (1 - k_{31}^2) s_{11}^E = k_s s_{11}^E,$$

где k_S — коэффициент изменения упругой податливости: $k_S=1-k_{31}^2=s_{11}^D/s_{11}^E$, $k_s>0$.

Тогла

$$F_{\text{max}} = E_3 d_{31} S_0 / (s_{11}^E k_s) = E_3 d_{31} S_0 / s_{11}^D;$$

$$T_{1\text{max}} = E_3 d_{31} / s_{11}^D.$$

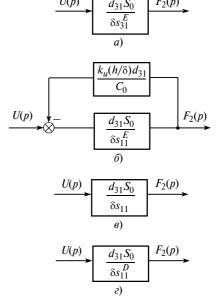


Рис. 2. Параметрические структурные схемы пьезодвигателя, зажатого двумя торцами, при поперечном пьезоэффекте с учетом противоЭЛС:

a, δ — с управлением по напряжению соответственно при нулевом и конечном сопротивлении источника; ϵ — преобразованная схема с управлением по напряжению при конечном сопротивлении источника; ϵ — схема с управлением по току при бесконечном сопротивлении источника

Упругие податливости пьезодвигателей $s_{11}^E>s_{11}^D$, причем $s_{11}^E/s_{11}^D\le 1,2.$ Индекс E указывает на измерения при постоянной напряженности электрического поля в ПД или с замкнутыми электродами, индекс D — на измерения при постоянной индукции при управлении от источника тока или с разомкнутыми электродами ПД. Измерения проводили на прессе УММ-5.

на прессе УММ-5. Тогда $C_{11}^E = S_0/(s_{11}^E h)$ — жесткость ПД с управлением по напряжению при продольном пьезоэффекте; $C_{11}^D = S_0/(s_{11}^D h)$ — жесткость ПД с управлением по току при продольном пьезоэффекте. При разомкнутых электродах жесткость пьезодвигателя возрастает по сравнению с его жесткостью при замкнутых электродах. Увеличение сопротивления источника питания и согласующих цепей приводит к уменьшению упругой податливости пьезодвигателя.

Аналогично при управлении ПД при поперечном пьезоэффекте (1) от источника питания с конечным сопротивлением с учетом прямого пьезоэффекта (2) получаем структурные схемы (см. рис. 2, δ , ϵ), которым соответствует выражение

$$F_{\text{max}} = U_{\delta}^{1} d_{31} \frac{S_{0}}{s_{11}^{E}} + F_{\text{max}} \frac{1}{S_{0}} d_{31} S_{p} \frac{1}{n \varepsilon_{33}^{T} S_{p} / \delta} k_{u} \frac{1}{\delta} d_{31} \frac{S_{0}}{s_{11}^{E}},$$

откуда

$$\frac{F_{\text{max}}}{S_0} s_{11}^E \left(1 - \frac{d_{31}^2 k_u}{\varepsilon_{33}^T s_{11}^E} \right) = E_3 d_{31};$$

$$T_{1\text{max}}(1 - k_{31}^2 k_u) s_{11}^E = E_3 d_{31}, \tag{3}$$

где $0 \le k_u \le 1$ — коэффициент управления от электрического источника питания.

При управлении от источника тока $k_u|_{R \to \infty} = 1;$ при управлении от источника напряжения $k_u|_{R\to 0} = 0.$ Причем в выражении (3)

$$s_{11} = (1 - k_{31}^2 k_u) s_{11}^E = k_S s_{11}^E,$$

где $k_S = 1 - k_{31}^2 k_u$ и $k_S > 0$.

Тогда

$$(1 - k_{31}^{2})|_{R \to \infty} \le k_{S} \le 1|_{R \to 0};$$

$$k_{S}|_{R \to \infty} = 1 - k_{31}^{2};$$

$$k_{S}|_{R \to 0} = 1.$$

Запишем уравнение сил, действующих на торцах ПД:

$$T_1 S_0 = F + M \frac{\partial^2 \xi(x, t)}{\partial t^2}, \qquad (4)$$

где F — внешняя сила, приложенная к ПД; M — перемешаемая масса.

Для составления структурно-параметрической модели ПД с управлением по напряжению решим совместно волновое уравнение, уравнение обратного поперечного пьезоэффекта (1) и уравнения сил на гранях пьезодвигателя.

При расчете ПД используем волновое уравнение [6, 7], описывающее распространение волны в длинной линии с затуханием без искажений:

$$\frac{1}{(c^{E})^{2}} \frac{\partial^{2} \xi(x,t)}{\partial t^{2}} + \frac{2\alpha}{c^{E}} \frac{\partial \xi(x,t)}{\partial t} + \alpha^{2} \xi(x,t) = \frac{\partial^{2} \xi(x,t)}{\partial x^{2}},$$
(5)

где c^E — скорость звука в ПД при E = const; α — коэффициент, учитывающий затухание колебаний вследствие рассеяния энергии ввиду тепловых потерь при распространении волны.

С помощью преобразования Лапласа [8] исходная задача для уравнения (5) с частными производными гиперболического типа сводится к более простой задаче для линейного дифференциального уравнения с параметром p, где p — оператор Лапласа.

Применим к волновому уравнению (5) преобразование Лапласа [8]:

$$\Xi(x, p) = L\{\xi(x, t)\} = \int_{0}^{\infty} \xi(x, t) e^{-pt} dt,$$

полагая начальные условия нулевыми, т. е. $\xi(x, t)|_{t=0} = \frac{\partial \xi(x, t)}{\partial t}\Big|_{t=0} = 0.$

В результате получим линейное дифференциальное уравнение второго порядка с параметром p:

$$\frac{d^2\Xi(x,p)}{dx^2} - \left[\frac{1}{(c^E)^2} p^2 + \frac{2\alpha}{c^E} p + \alpha^2 \right] \Xi(x,p) = 0, \quad (6)$$

решение которого имеет вид:

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

где $\Xi(x,p)$ — преобразование Лапласа смещения сечения пьезопластины; $\gamma = p/c^E + \alpha$.

Решение дифференциального уравнения (6) второго порядка, полученного из волнового уравнения (5) длинной линии с затуханием без искажений и граничных условий (4), справедливо для дифференциального уравнения второго порядка, полученного из волнового уравнения при $\alpha = 0$, если $\gamma = p/c^E$. В работе Домаркаса и Кажиса [9] получено аналогичное решение обыкновенного дифференциального уравнения второго порядка, соответствующего волновому уравнению пьезопреобразователя (уравнению колебаний струны). Причем в этом решении комплексный коэффициент распространения $\gamma = j_{\omega}/c + \alpha$, где j — мнимая единица; ω — круговая частота; $p = j_{\omega}$ — параметр преобразования, найденный с учетом комплексных величин постоянной упругости и модуля Юнга пьезопреобразователя.

Постоянные C и B определим из граничных условий:

$$\Xi(0, p) = \Xi_1(p)$$
 при $x = 0;$
 $\Xi(h, p) = \Xi_2(p)$ при $x = h,$

откуда
$$C = (\Xi_1 e^{h\gamma} - \Xi_2)/[2\sinh(h\gamma)]; B = (\Xi_1 e^{-h\gamma} - \Xi_2)/[2\sinh(h\gamma)].$$

Тогда решение линейного дифференциального уравнения второго порядка имеет вид:

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

Запишем уравнения для сил, действующих на гранях ПД:

$$\begin{cases} T_1(0,p)S_0 = F_1(p) + M_1 p^2 \Xi_1(p) \text{ при } x = 0; \\ T_1(h,p)S_0 = -F_2(p) + M_2 p^2 \Xi_2(p) \text{ при } x = h, \end{cases}$$
 (7)

где соответствующие преобразования Лапласа механических напряжений $T_1(0, p)$ и $T_1(h, p)$ определяются из уравнения (1) обратного пьезоэффекта.

Следовательно, получим систему уравнений для механических напряжений в $\Pi \Pi$ при x=0 и x=h:

$$\begin{cases} T_{1}(0,p) = \frac{1}{s_{11}^{E}} \frac{d\Xi(x,p)}{dx} \bigg|_{x=0} - \frac{d_{31}}{s_{11}^{E}} E_{3}(p); \\ T_{1}(h,p) = \frac{1}{s_{11}^{E}} \frac{d\Xi(x,p)}{dx} \bigg|_{x=h} - \frac{d_{31}}{s_{11}^{E}} E_{3}(p). \end{cases}$$

Структурно-параметрическая модель пьезодвигателя при поперечном пьезоэффекте

Из системы уравнений (7) найдем систему уравнений для структурно-параметрической модели ПД при поперечном пьезоэффекте (рис. 3, a, δ) с управлением по напряжению:

$$\begin{cases} \Xi_{1}(p) = [1/(M_{1}p^{2})]\{-F_{1}(p) + (1/\chi_{11}^{E}) \times \\ \times [d_{31}E_{3}(p) - [\gamma/\sinh(h\gamma)][\cosh(h\gamma)\Xi_{1}(p) - \Xi_{2}(p)]]\}; \\ \Xi_{2}(p) = [1/(M_{2}p^{2})]\{-F_{2}(p) + (1/\chi_{11}^{E}) \times \\ \times [d_{31}E_{3}(p) - [\gamma/\sinh(h\gamma)][\cosh(h\gamma)\Xi_{2}(p) - \Xi_{1}(p)]]\}, \end{cases}$$
(8)

где
$$\chi_{11}^E = s_{11}^E/S_0 = h/[m(c^E)^2], m$$
 — масса ПД.

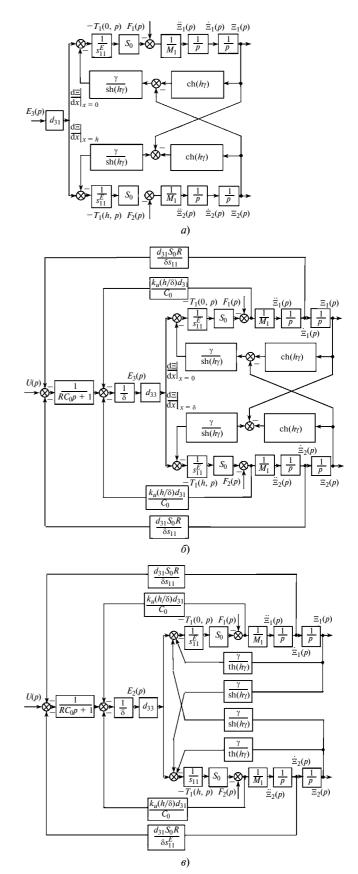


Рис. 3. Параметрические структурные схемы пьезодвигателя при поперечном пьезоэффекте с управлением по напряжению: $a. \delta$ — при нулевом и конечном сопротивлении источника: δ —

 a, δ — при нулевом и конечном сопротивлении источника; ϵ — преобразованная схема при конечном сопротивлении источника

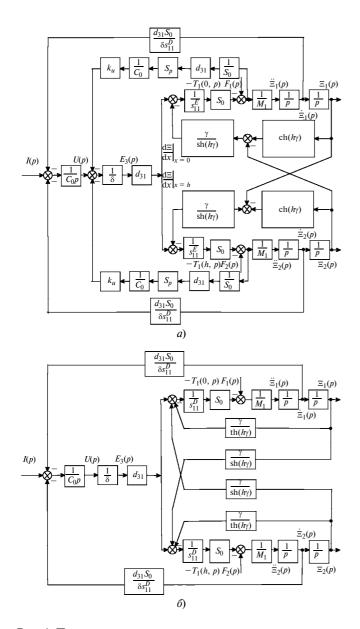


Рис. 4. Параметрические структурные схемы пьезодвигателя при поперечном пьезоэффекте с управлением по току при бесконечном сопротивлении источника (а) и преобразованная схема (б)

В результате преобразований получим систему уравнений структурно-параметрической модели и преобразованную параметрическую структурную схему (рис. 3, в) ПД при поперечном пьезоэффекте с управлением по напряжению:

$$\begin{cases} \Xi_{1}(p) = [1/(M_{1}p^{2})]\{-F_{1}(p) + (1/\chi_{11}^{E}) \times \\ \times [d_{31}E_{3}(p) - \gamma\Xi_{1}(p)/\text{th}(h\gamma) + \gamma\Xi_{2}(p)/\text{sh}(h\gamma)]\}; \\ \Xi_{2}(p) = [1/(M_{2}p^{2})]\{-F_{2}(p) + (1/\chi_{11}^{E}) \times \\ \times [d_{31}E_{3}(p) - \gamma\Xi_{2}(p)/\text{th}(h\gamma) + \gamma\Xi_{1}(p)/\text{sh}(h\gamma)]\}. \end{cases}$$
(9)

Параметрическая структурная схема ПД дополнена уравнениями внешней цепи, например,

 $U(p) = U_0(p)/(RC_0p + 1)$ или $U(p) = I(p)/C_0p$, где U(p), $U_0(p)$, I(p) — соответственно преобразования Лапласа для напряжения на обкладках ПД, напряжения источника и для тока пьезодвигателя; R — сопротивление внешней цепи; C_0 — статическая емкость пьезодвигателя (рис. 4, a, b, см. рис. 3, b, a).

Уравнения (8) для структурно-параметрической модели ПД при поперечном пьезоэффекте (см. рис. 3, a, δ) с управлением по напряжению преобразуются к виду:

$$\begin{cases} \Xi_{1}(p) = [1/(M_{1}p^{2})]\{-F_{1}(p) + C_{11}^{E}h \times \\ \times [d_{31}E_{3}(p) - [\gamma/\sinh(h\gamma)][\cosh(h\gamma)\Xi_{1}(p) - \Xi_{2}(p)]]\}; \\ \Xi_{2}(p) = [1/(M_{2}p^{2})]\{-F_{2}(p) + C_{11}^{E}h \times \\ \times [d_{31}E_{3}(p) - [\gamma/\sinh(h\gamma)][\cosh(h\gamma)\Xi_{2}(p) - \Xi_{1}(p)]]\}, \end{cases}$$

где $C_{11}^E=S_0/(s_{11}^E\,h)=1/(\chi_{11}^E\,h)$ — жесткость ПД при поперечном пьезоэффекте с управлением по напряжению.

Передаточные функции пьезодвигателя при поперечном пьезоэффекте

Структурно-параметрическая модель ПД при поперечном пьезоэффекте позволяет получить его передаточные функции как отношение преобразованных по Лапласу перемещений торцов ПД к выражению соответствующего входного электрического параметра или соответствующей силы при нулевых начальных условиях. Совместное решение уравнений (8) для перемещений двух граней ПД при поперечном пьезоэффекте с управлением по напряжению приводит к выражениям:

$$\Xi_{1}(p) = W_{11}(p)E_{3}(p) + W_{12}(p)F_{1}(p) + W_{13}(p)F_{2}(p);$$

$$\Xi_{2}(p) = W_{21}(p)E_{3}(p) + W_{22}(p)F_{1}(p) + W_{23}(p)F_{2}(p).$$
(10)

Передаточные функции в уравнениях (10) имеют вид:

$$\begin{split} W_{11}(p) &= \Xi_1(p)/E_3(p) = \\ &= d_{31}[M_2\chi_{11}^E p^2 + \gamma \text{th}(h\gamma/2)]/A_{11}; \\ W_{21}(p) &= \Xi_2(p)/E_3(p) = \\ &= d_{31}[M_1\chi_{11}^E p^2 + \gamma \text{th}(h\gamma/2)]/A_{11}; \\ W_{12}(p) &= \Xi_1(p)/F_1(p) = \\ &= -\chi_{11}^E [M_2\chi_{11}^E p^2 + \gamma/\text{th}(h\gamma)]/A_{11}; \\ W_{13}(p) &= \Xi_1(p)/F_2(p) = W_{22}(p) = \Xi_2(p)/F_1(p) = \\ &= [\chi_{11}^E \gamma/\text{sh}(h\gamma)]/A_{11}; \end{split}$$

$$W_{23}(p) = \Xi_2(p)/F_2(p) =$$

= $-\chi_{11}^E [M_1 \chi_{11}^E p^2 + \gamma/\text{th}(h\gamma)]/A_{11},$

где
$$\chi_{11}^E = s_{11}^E / S_0;$$

$$A_{11} = M_1 M_2 (\chi_{11}^E)^2 p^4 + \{ (M_1 + M_2) \chi_{11}^E / [c^E \operatorname{th}(h\gamma)] \} p^3 +$$

$$+ [(M_1 + M_2) \chi_{11}^E \alpha / \operatorname{th}(h\gamma) + 1/(c^E)^2] p^2 + 2\alpha p/c^E + \alpha^2.$$

В свою очередь из уравнений (8) получим параметрическую структурную схему ПД при поперечном пьезоэффекте (см. рис. 3) и матричное уравнение

$$\begin{bmatrix} \Xi_{1}(p) \\ \Xi_{2}(p) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} W_{11}(p) & W_{12}(p) & W_{13}(p) \\ W_{21}(p) & W_{22}(p) & W_{23}(p) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_{3}(p) \\ F_{1}(p) \\ F_{2}(p) \end{bmatrix}.$$
(11)

При подаче напряжения $U(t) = U_0 \cdot 1(t)$ на обкладки ПД при поперечном пьезоэфекте, напряженности электрического поля по оси 3 $E_3(t) = E_{30} \cdot 1(t) = (U_0/\delta) \cdot 1(t)$ и усилиях $F_1(t) = F_2(t) = 0$ определим в установившемся режиме при инерционной нагрузке ПД и поперечном пьезоэфекте статическое перемещение его торцов:

$$\xi_{1}(\infty) = \lim_{t \to \infty} \xi_{1}(t) = \lim_{\substack{p \to 0 \\ \alpha \to 0}} p W_{11}(p)(U_{0}/\delta)/p =$$

$$= d_{31}(h/\delta) U_{0}(M_{2} + m/2)/(M_{1} + M_{2} + m);$$

$$\xi_{2}(\infty) = \lim_{t \to \infty} \xi_{2}(t) = \lim_{\substack{p \to 0 \\ \alpha \to 0}} p W_{21}(p)(U_{0}/\delta)/p =$$

$$= d_{31}(h/\delta) U_{0}(M_{1} + m/2)/(M_{1} + M_{2} + m);$$

$$\xi_{1}(\infty) + \xi_{2}(\infty) = \lim_{t \to \infty} (\xi_{1}\langle t \rangle + \xi_{2}(t)) = d_{31}(h/\delta) U_{0}.$$

При $m \ll M_1$ и $m \ll M_2$ статическое перемещение торцов ПД при поперечном пьезоэфекте в зависимости от напряжения имеет вид:

$$\begin{split} \xi_{1}(\infty) &= \lim_{t \to \infty} \xi_{1}(t) = \lim_{\substack{p \to 0 \\ \alpha \to 0}} p W_{11}(p)(U_{0}/\delta)/p = \\ &= d_{31}(h/\delta) U_{0} M_{2}/(M_{1} + M_{2}); \\ \xi_{2}(\infty) &= \lim_{\substack{t \to \infty \\ t \to \infty}} \xi_{2}(t) = \lim_{\substack{p \to 0 \\ \alpha \to 0}} p W_{21}(p)(U_{0}/\delta)/p = \\ &= d_{31}(h/\delta) U_{0} M_{1}/(M_{1} + M_{2}), \end{split}$$

где m — масса пьезодвигателя; M_1 , M_2 — массы нагрузки.

Для ПД из пьезокерамики ЦТС-19 при поперечном пьезоэффекте, $m \ll M_1$ и $m \ll M_2$, $d_{31} = 2 \cdot 10^{-10}$ м/В, $h = 10^{-2}$ м, $\delta = 10^{-3}$ м, $U_0 = 200$ В, $M_1 = 10$ кг и $M_2 = 40$ кг получим статическое перемещение торцов: $\xi_1(\infty) = 320$ нм, $\xi_2(\infty) = 80$ нм, $\xi_1(\infty) + \xi_2(\infty) = 400$ нм.

Рассмотрим определение передаточных функций ПД при поперечном пьезоэффекте, жестко закрепленном одном торце ПД (например при x=0) и $M_1 \to \infty$. Согласно матричному уравнению (11) получим передаточные функции ПД:

$$W_{21}(p) = \Xi_{2}(p)/E_{3}(p) =$$

$$= d_{31}h \text{th}(h\gamma)/[M_{2}h\chi_{11}^{E} \text{th}(h\gamma)p^{2} + hp/c^{E} + h\alpha]; \quad (12)$$

$$W_{23}(p) = \Xi_{2}(p)/F_{2}(p) =$$

$$= -h\chi_{11}^{E} \text{th}(\delta\gamma)/[M_{2}\delta\chi_{11}^{E} \text{th}(h\gamma)p^{2} + hp/c^{E} + h\alpha]; \quad (13)$$

$$W_{2}(p) = \Xi_{2}(p)/U(p) =$$

$$= d_{31}(h/\delta) \text{th}(h\gamma)/[M_{2}\delta\chi_{11}^{E} \text{th}(h\gamma)p^{2} + hp/c^{E} + h\alpha].$$

Из выражения (12) следует:

$$W_{21}(p) = \Xi_2(p)/E_3(p) = d_{31}h/[M_2\delta\chi_{11}^Ep^2 + h\gamma \mathrm{cth}(h\gamma)],$$
откуда при $M_2=0$ получим передаточную функцию ненагруженного ПД в виде:

$$W_{21}(p) = \Xi_2(p)/E_3(p) = d_{31}/[\gamma \operatorname{cth}(h\gamma)].$$

Определим при поперечном пьезоэффекте и одном жестко закрепленном торце ПД перемещение $\xi_2(\infty)$ в установившемся режиме при $U(t) = U_0 \cdot 1(t)$ и $F_2(t) = 0$ и при $F_2(t) = F_0 \cdot 1(t)$ и U(t) = 0.

Соответственно получим:

$$\xi_{2}(\infty) = \lim_{t \to \infty} \xi_{2}(t) = \lim_{p \to 0} p W_{2}(p) U_{0}/p =$$

$$= \lim_{\substack{p \to 0 \\ \alpha \to 0}} d_{31}(h/\delta) U_{0} \operatorname{th}(\alpha h)/(\alpha h) = d_{31}(h/\delta) U_{0}; \quad (14)$$

$$\xi_2(\infty) = \lim_{p \to 0} p W_{23}(p) F_0/p =$$

$$= -\lim_{\substack{p \to 0 \\ \alpha \to 0}} [h^2 F_0 \operatorname{th}(\alpha h)] / [m(c^E)^2 \alpha h] = -h s_{11}^E F_0 / S_0. (15)$$

Для ПД из пьезокерамики ЦТС-19 при поперечном пьезоэффекте и $d_{31}=2\cdot 10^{-10}$ м/В, $h=10^{-2}$ м, $\delta=10^{-3}$ м, $U_0=200$ В согласно выражению (14) статическое перемещение составит $\xi_2(\infty)=0.4$ мкм. А по выражению (15) при $h=10^{-2}$ м, $s_{11}^E=1.2\cdot 10^{-11}$ м²/H, $F_0=100$ H, $S_0=10^{-5}$ м² получим $\xi_2(\infty)=-1.2$ мкм. Экспериментальные и расчетные характеристики ПД отличаются на 5 %.

Рассмотрим работу ПД при поперечном пьезоэфекте и жестко закрепленном одном торце при $M_1 \to \infty$. Из формул (12) и (13) получим выражения передаточных функций ПД:

$$\begin{split} W_{21}(p) &= \Xi_2(p)/E_3(p) = \\ &= d_{31}h/[M_2h\chi_{11}^E p^2 + h\gamma \text{cth}(h\gamma)]; \\ W_{23}(p) &= \Xi_2(p)/F_2(p) = \\ &= -h\chi_{11}^E/[M_2h\chi_{11}^E p^2 + h\gamma \text{cth}(h\gamma)]. \end{split}$$

Преобразование параметрических структурных схем пьезодвигателя при поперечном пьезоэффекте

Для учета влияния реакции ПД при поперечном пьезоэффекте и возникновении противо ЭДС силы из-за прямого пьезоэффекта необходимо дополнить параметрическую структурную схему ПД обратными связями (см. рис. 4, a), соответствующими уравнениям:

$$\begin{split} U_i(p) &= \frac{1}{S_0} \, d_{31} S_p \frac{1}{C_0} \, F_i(p) = \frac{(h/\delta) d_{31}}{C_0} \, F_i(p); \\ C_0 &= \frac{\varepsilon_{33}^T S_p}{\delta}; \quad S_0 = b \delta; \quad S_p = b h, \end{split}$$

где i — номер торца ПД при поперечном пьезоэфекте; $U_i(p)$ — изображение Лапласа противоЭДС (напряжения обратной связи).

При управлении ПД от источника питания с конечным сопротивлением получим выражение для обратных связей (см. рис. 2, δ , 3, δ , θ) по усилию:

$$U_i(p) = \frac{1}{S_0} d_{31} S_p \frac{1}{C_0} k_u F_i(p) = \frac{(h/\delta) d_{31}}{C_0} k_u F_i(p).$$

Для учета влияния скорости ПД при поперечном пьезоэффекте и возникновении противо ЭДС из-за прямого пьезоэффекта необходимо дополнить структурно-параметрическую модель и параметрическую структурную схему ПД (см. рис. 3, δ , θ) обратными связями:

$$U_i(p) = \frac{d_{31}S_0R}{\delta s_{11}} \dot{\Xi}_i(p).$$

При рассмотрении электромеханического преобразования для ПД при поперечном пьезоэффекте Мэзон [7] ввел электромеханический трансформатор, преобразующий напряжение U и силу тока I в силу F и скорость v с коэффициентом транформации n_t (отношение чисел витков электромеханического трансформатора) при управлении по напряжению:

$$n_t = \frac{F}{U} = \frac{I}{v} = \frac{d_{31}S_0}{\delta s_{11}^E}.$$

В работе [3] коэффициент n_t транформации ПД при поперечном пьезоэфекте назван также коэффициентом обратного пьезоэффекта и коэффициентом прямого пьезоэффекта (причем коэффициент обратного пьезоэффекта равен коэффициенту прямого пьезоэффекта).

Коэффициент трансформации ПД при поперечном пьезоэффекте (коэффициент обратного пьезоэффекта) и управлении по напряжению с учетом электромеханического преобразования напряжения U в силу $F_{\rm max}$ получим из уравнения (1) об-

ратного пьезоэффекта при перемещении торца $\Pi \coprod \Delta l = 0$:

$$d_{31}E_3 - s_{11}^E \frac{F_{\text{max}}}{S_0} = 0,$$

откуда

$$F_{\text{max}} = \frac{d_{31}S_0}{\delta s_{11}^E} U.$$

Следовательно,

$$n_t = \frac{F_{\text{max}}}{U} = \frac{d_{31}S_0}{\delta s_{11}^E}.$$

Коэффициент трансформации (коэффициент прямого пьезоэффекта) ПД при поперечном пьезоэффекте с управлением по напряжению и нулевом сопротивлении источника с учетом электромеханического преобразования скорости $v=\dot{\xi}$ в силу тока I получим из уравнения (2) прямого пьезоэффекта при $E_3=0$: $D_3=d_{31}\,T_1$. Тогда заряд на обкладках ПД

$$q = d_{31}T_1s_p = d_{31}\frac{F}{S_0}s_p = d_{31}F\frac{S_p}{S_0}.$$

При упругой деформации ПД с учетом силы $F = \frac{S_0}{s_{11}^E h} \, \xi \, \, \text{имеем:}$

$$q = \frac{d_{31}S_0S_p}{s_{11}^EhS_0}\xi = \frac{d_{31}S_0bh}{s_{11}^Ehb\delta}\xi = \frac{d_{31}S_0}{s_{11}^E\delta}\xi.$$

Следовательно, сила тока определяется выражением

$$I = \frac{dq}{dt} = \frac{d_{31}S_0}{s_{11}^E \delta} \frac{d\xi}{dt} = \frac{d_{31}S_0}{s_{11}^E \delta} \dot{\xi}.$$

Соответственно при рассмотрении электромеханического преобразования ПД при поперечном пьезоэффекте и управлении по току и бесконечном сопротивлении источника можно использовать электромеханический трансформатор, преобразующий напряжение U и силу тока I в силу F и скорость v с коэффициентом n_t транформации при управлении по току с учетом изменения упругой податливости:

$$n_t = \frac{F}{U} = \frac{I}{v} = \frac{d_{31}S_0}{\delta s_{11}^D}.$$

Рассмотрим разные режимы работы ПД при поперечном пьезоэффекте, если одна из его граней жестко закреплена, например, при x=0. Это соответствует $M_1 \to \infty$, причем $W_{11}(p)=0$, $\Xi_1(p)=0$. Тогда при поперечном пьезоэффекте получим пе-

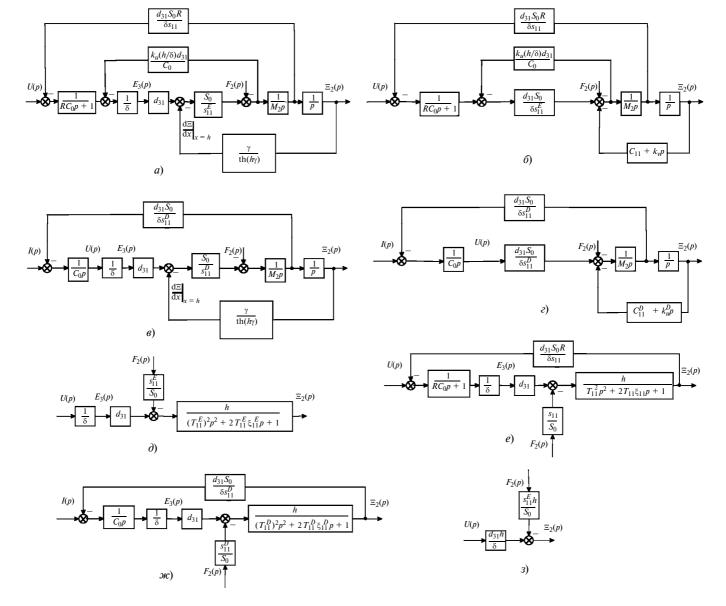


Рис. 5. Параметрические структурные схемы пьезодвигателя, закрепленного одним торцом, при поперечном пьезоэффекте:

a— с управлением по напряжению при конечном сопротивлении источника; δ — такая же, как на рис 5, a, но на низких частотах; ϵ — с управлением по току при бесконечном сопротивлении источника; ϵ — на низких частотах с управлением по току; δ и ϵ — преобразованные схемы на низких частотах с управлением по напряжению соответственно при нулевом и конечном сопротивлении источника; κ — преобразованная схема с управлением по току; δ — схема с управлением по напряжению в статике

редаточные функции при питании $\Pi Д$ от источника напряжения (рис. 5, a) с бесконечно малым сопротивлением:

$$W_{21}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{E_3(p)} = \frac{d_{31} \text{th}(h\gamma)}{\frac{M_2 h}{m(c^E)^2} \text{th}(h\gamma) p^2 + \gamma};$$

$$W_{23}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{F_2(p)} = -\frac{\frac{h}{m(c^E)^2} \text{th}(h\gamma)}{\frac{M_2 h}{m(c^E)^2} \text{th}(h\gamma)p^2 + \gamma}.$$

Если за входную величину принять изображение Лапласа напряжения U(p), то получим:

$$W_2(p) = \frac{\Xi_2(p)}{U(p)} = \frac{d_{31}(h/\delta)\operatorname{th}(h\gamma)}{\frac{M_2h^2}{m(c^E)^2}\operatorname{th}(h\gamma)p^2 + h\gamma}.$$

Соответственно для учета влияния реакции ПД при поперечном пьезоэффекте и возникновении противоЭДС силы ввиду прямого пьезоэффекта параметрическую структурную схему ПД, закрепленного одним торцом, при $M_1 \to \infty$ и продольном пьезоэффекте необходимо дополнить обратной

связью (см. рис. 5, a), которая описывается уравнением

$$U_2(p) = \frac{1}{S_0} d_{31} S_0 \frac{1}{C_0} F_2(p) = \frac{d_{31}}{C_0} F_2(p).$$

Тогда при поперечном пьезоэффекте получим передаточные функции при питании $\Pi Д$ от источника напряжения с бесконечно большим сопротивлением (рис. 5, θ), т. е. при питании от источника тока:

$$W_{21}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{E_3(p)} = \frac{d_{31} \text{th}(h\gamma)}{\frac{M_2 h(1 - k_{31}^2)}{m(c^E)^2} \text{th}(h\gamma) p^2 + \gamma};$$

$$W_{23}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{F_2(p)} = -\frac{\frac{h(1 - k_{31}^2)}{m(c^E)^2} \text{th}(h\gamma)}{\frac{M_2 h(1 - k_{31}^2)}{m(c^E)^2} \text{th}(h\gamma)p^2 + \gamma},$$

где
$$\frac{m(c^E)^2}{h(1-k_{31}^2)} = \frac{S_0}{s_{11}^E(1-k_{31}^2)} = \frac{S_0}{s_{11}^D}$$
.

Если за входную величину принять изображение Лапласа напряжения U(p), то получим:

$$W_2(p) = \frac{\Xi_2(p)}{U(p)} = \frac{d_{31}(h/\delta) \text{th}(h\gamma)}{\frac{M_2 h^2 (1 - k_{31}^2)}{m(c^E)^2} \text{th}(h\gamma) p^2 + h\gamma}.$$

Рассмотрим работу ПД при поперечном пьезо-эффекте на низких частотах при $\omega \to 0$ для жестко закрепленного одного торца ПД при $M_1 \to \infty$ и $M_2/m \gg 1$. При управлении по напряжению представим $W_{21}(p)$ и $W_{23}(p)$ в удобном для преобразования виде:

$$W_{21}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{E_3(p)} = \frac{d_{31}}{\frac{M_2 h}{m(c^E)^2} p^2 + \gamma \operatorname{cth}(h\gamma)};$$

$$W_{23}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{F_2(p)} = -\frac{\frac{h}{m(c^E)^2}}{\frac{M_2 h}{m(c^E)^2} p^2 + \gamma \operatorname{cth}(h\gamma)}.$$

Используя аппроксимацию гиперболического котангенса двумя членами степенного ряда, в диапазоне частот $0 \le \omega \le 0.01c^E/h$ при $M_2/m \gg 1$ по-

лучим передаточные функции при управлении по напряжению и питании ПД и поперечном пьезоэффекте (рис. 5, ∂) от источника напряжения с бесконечно малым сопротивлением:

$$W_{21}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{E_3(p)} = \frac{d_{31}h}{(T_{11}^E)^2 p^2 + 2T_{11}^E \xi_{11}^E p + 1};$$

$$W_{23}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{F_2(p)} = -\frac{1/C_{11}^E}{(T_{11}^E)^2 p^2 + 2T_{11}^E \xi_{11}^E p + 1};$$

$$W_2(p) = \frac{\Xi_2(p)}{U(p)} = \frac{d_{31}(h/\delta)}{(T_{11}^E)^2 p^2 + 2T_{11}^E \xi_{11}^E p + 1},$$

где
$$T_{11}^E = \sqrt{\frac{M_2}{C_{11}^E}}$$
 — постоянная времени; $\xi_{11}^E =$

$$=rac{lpha\delta}{3}\sqrt{rac{m}{M_{2}}}=rac{lpha\delta^{2}C_{11}^{E}}{3c^{E}\sqrt{M_{2}C_{11}^{E}}}$$
 — коэффициент затуха-

ния; $C_{11}^E = S_0/(s_{11}^E h) = m(c^E)^2/h^2$ — жесткость ПД при поперечном пьезоэффекте при управлении по напряжению.

Соответственно при питании ПД от источника напряжения с конечным сопротивлением при поперечном пьезоэффекте (рис. 5, δ , e) с учетом коэффициента k_s изменения упругой податливости получим упругую податливость $s_{33} = k_s s_{33}^E$ и передаточные функции при управлении по напряжению:

$$W_{21}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{E_3(p)} = \frac{d_{33}h}{T_{11}^2 p^2 + 2T_{11}\xi_{11}p + 1};$$

$$W_{23}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{F_2(p)} = -\frac{1/C_{11}}{T_{11}^2 p^2 + 2T_{11}\xi_{11}p + 1};$$

$$W_2(p) = \frac{\Xi_2(p)}{U(p)} = \frac{d_{33}(h/\delta)}{T_{11}^2 p^2 + 2T_{11}\xi_{11}p + 1},$$

где
$$T_{11} = \sqrt{\frac{M_2}{C_{11}}}$$
 — постоянная времени; $\xi_{11} =$

$$=rac{lpha h}{3}\sqrt{rac{m}{M_{2}}}=rac{lpha h^{2}C_{11}}{3c^{E}\sqrt{M_{2}C_{11}}}$$
 — коэффициент затуха-

ния;
$$C_{33} = S_0/(s_{11}h) = S_0/(k_s s_{11}^E h)$$
 — жесткость ПД.

Соответственно, аппроксимируя гиперболический котангенс двумя членами степенного ряда, в

диапазоне частот $0 < \omega < 0.01 c^E/h$ при $M_2/m \gg 1$ с учетом

$$\frac{S_0 \gamma \text{cth}(\gamma h)}{s_{11}^E} = \frac{S_0 \gamma [1/(\gamma h) + \gamma h/3]}{s_{11}^E} = C_{11}^E + k_v^E p,$$

где
$$k_v^E = \frac{2\alpha S_0 h}{3c^E s_{11}^E} = \frac{2\alpha h^2 S_0}{3c^E s_{11}^E} = \frac{2\alpha h^2 C_{11}^E}{3c^E}$$
 — коэффи-

циент вязкого трения при управлении по напряжению и поперечном пьезоэффекте, получим параметрическую структурную схему (см. рис. 5, д) и выражения передаточных функций ПД при управлении по напряжению и инерционной нагрузке при питании ПД от источника напряжения с бесконечно малым сопротивлением:

$$W_{21}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{E_3(p)} = \frac{d_{31}h}{\frac{M_2}{C_{11}^E}p^2 + \frac{k_v^E}{C_{11}^E}p + 1};$$

$$W_{23}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{F_2(p)} = -\frac{1/C_{11}^E}{\frac{M_2}{C_{11}^E}p^2 + \frac{k_v^E}{C_{11}^E}p + 1};$$

$$W_2(p) = \frac{\Xi_2(p)}{U(p)} = \frac{d_{31}(h/\delta)}{\frac{M_2}{C_{11}^E} p^2 + \frac{k_v^E}{C_{11}^E} p + 1} \,.$$

С учетом реакции ПД при поперечном пьезоэффекте при управлении по току (см. рис. 5, θ) получим передаточные функции в удобном для преобразования виде:

$$W_{21}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{E_3(p)} = \frac{d_{31}}{\frac{M_2h(1-k_{31}^2)}{m(c^E)^2}p^2 + \gamma \text{cth}(h\gamma)};$$

$$W_{23}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{F_2(p)} = -\frac{\frac{h(1 - k_{31}^2)}{m(c^E)^2}}{\frac{M_2 h(1 - k_{31}^2)}{m(c^E)^2} p^2 + \gamma \text{cth}(h\gamma)}.$$

Используя аппроксимацию гиперболического котангенса двумя членами степенного ряда, получим в диапазоне частот $0 < \omega < 0.01c^D/h$ при $M_2/m \gg 1$ следующие выражения с учетом реакции ПД при поперечном пьезоэффекте и питании от источника с бесконечно большим сопротивлени-

ем (см. рис. 5, ε , w), т. е. при питании от источника тока:

$$W_{21}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{E_3(p)} = \frac{d_{31}h}{(T_{11}^D)^2 p^2 + 2T_{11}^D \xi_{11}^D p + 1};$$

$$W_{23}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{F_2(p)} = -\frac{1/C_{11}^D}{(T_{11}^D)^2 p^2 + 2T_{11}^D \xi_{11}^D p + 1};$$

$$W_2(p) = \frac{\Xi_2(p)}{U(p)} = \frac{d_{31}(h/\delta)}{(T_{11}^D)^2 p^2 + 2T_{11}^D \xi_{11}^D p + 1},$$

где
$$T_{11}^D = \sqrt{\frac{M_2 s_{11}^E (1 - k_{31}^2) h}{S_0}} = \sqrt{\frac{M_2 s_{11}^D h}{S_0}} = \sqrt{\frac{M_2}{C_{11}^D}}$$
 —

постоянная времени; $\xi_{11}^D = \frac{\alpha h}{3} \sqrt{\frac{m}{M_2}}$ — коэффици-

ент затухания; $C_{11}^D = S_0/(s_{11}^D h) = S_0/(s_{11}^E (1 + k_{31}^2) h)$ — жесткость ПД при поперечном пьезоэффекте и управлении по току.

Соответственно параметрическая структурная схема ПД, закрепленного одним торцом, с управлением по напряжению в статике имеет вид, показанный на рис. 5, 3.

Заключение. Решение волнового уравнения позволяет построить структурно-параметрическую модель ПД при поперечном пьезоэффекте в системе управления и описать его динамические и статические свойства с учетом физических параметров, внешней нагрузки и электрического сопротивления согласующих цепей при работе в составе электромеханической системы наноперемещений.

С учетом реакции ПД при поперечном пьезоэффекте из-за возникновения противоЭДС уменьшается упругая податливость и повышается жесткость ПД, увеличение сопротивления источника питания и согласующих цепей приводит к уменьшению упругой податливости ПД. Преобразование параметрических структурных схем ПД при поперечном пьезоэффекте выполняется в зависимости от граничных условий, частотного диапазона работы, вида управления ПД.

В динамическом режиме работы ПД при поперечном пьезоэффекте и высокой скорости перемещения ПД необходимо учитывать влияние этой скорости на силу тока пьезодвигателя.

Полученные структурно-параметрические модели, параметрические структурные схемы и передаточные функции ПД при поперечном пьезоэффекте описывают динамические и статические свойства ПД нано- и микроперемещений с учетом его физических параметров, внешней нагрузки и электрического сопротивления согласующих цепей.

К. Е. КАРПУХИН, А. А. ШОРИН, А. С. ТЕРЕНЧЕНКО, кандидаты технических наук, А. А. УМНИЦЫН, В. Н. КОНДРАШОВ (ФГУП "НАМИ", г. Москва), e-mail: k.karpukhin@nami.ru

Исследование эффективности аккумуляторных систем гибридных автомобилей и электромобилей в условиях отрицательных температур¹

На основании расчета мощности тепловых потерь аккумуляторного модуля при отрицательных температурах окружающей среды сформулированы требования по обеспечению эффективного функционирования аккумуляторных систем электромобилей и автомобилей с комбинированной энергоустановкой в условиях отрицательных температур.

Ключевые слова: гибридный автомобиль, электромобиль, комбинированная энергоустановка, аккумуляторная батарея, термостатирование, независимый подогрев, аккумуляторная система.

On the base of power analysis of accumulator module heat losses at negative temperatures of environment, the requirements for assurance of effective operation of accumulator systems of electromobiles and motorcars with combined power plant in conditions of negative temperatures are formulated.

Keywords: hybrid car, electromobile, combined power plant, accumulator battery, thermostatics, independent heat, accumulator system.

По прогнозам Европейской комиссии по транспорту к 2020 г. в Европе 7 % пассажирского и легкого коммерческого транспорта будут оснащены

электрическим приводом, а к 2030 г. количество таких транспортных средств увеличится до 31 % от общего числа. Это обусловлено резким ухудшением ситуаций, связанных с загрязнением воздуха и глобальным потеплением. Тенденция увеличения парка электромобилей и автомобилей с комбинированной энергоустановкой (КЭУ) влияет на территориальное расширение их эксплуатации, включая и северные районы с низкими температурами в зимнее время года [1—3].

Практически на всей территории России в зимнее время года средняя температура воздуха отрицательна. Среднесуточные температуры в некоторых городах России составляют, °С: Краснодар — минус 2; Москва — минус 6,1; Красноярск — минус 26,9. Так, в Москве в зимнее время года температура может опускаться ниже минус 30 °С, а в Красноярске — ниже минус 50 °С.

Литий-ионные аккумуляторные системы могут работать в широком диапазоне температур, но есть ограничения. В инструкции по эксплуатации электромобиля Tesla Model S указано, что для сохранения ресурса аккумуляторной батареи необходимо соблюдать следующие правила:

аккумуляторные батареи электромобиля следует хранить и эксплуатировать при положительной температуре воздуха;

при отрицательных температурах воздуха избегать простоев неработающего электромобиля более 30 мин;

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 16)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Миронов В.** Л. Основы сканирующей зондовой микроскопии. М.: Техносфера, 2004. 144 с.
- 2. **Некоторые** физико-механические проблемы пьезоэлектрических актюаторов и области их применения / В. А. Акопьян, А. Е. Панич, А. Н. Соловьев и др. // Нано- и микросистемная техника. 2006. № 10. С. 35—40.
- 3. **Никольский А. А.** Точные двухканальные следящие электроприводы с пьезокомпенсаторами. М.: Энергоатомиздат, 1988. 160 с.
- 4. **Актюаторы** для оптических затворов и методы измерений их характеристик / В. К. Казаков, В. Г. Никифоров, А. Я. Сафронов, Чернов В. А. // Нано- и микросистемная техника. 2007. № 10. С. 52—55.
- 5. **Афонин С. М.** Решение матричных уравнений в задачах электроупругости для многослойных двигателей

- нано- и микроперемещений // Вестник машиностроения. 2011. \mathbb{N}_2 9. С. 20—25.
- 6. **Афонин С. М.** Схемы пьезодвигателей нано- и микроперемещений // Вестник машиностроения. 2012. № 6. С. 3-6.
- 7. **Физическая** акустика. Т. 1. Ч. А. Методы и приборы ультразвуковых исследований / Под ред. У. Мэзона. М.: Мир, 1966. 592 с.
- 8. **Полянин А. Д.** Справочник по линейным уравнениям математической физики. М.: Физматлит, 2001. 576 с.
- 9. **Домаркас В. И., Кажис Р.-И. Ю.** Контрольноизмерительные пьезоэлектрические преобразователи. Вильнюс: Минтис, 1974. 258 с.
- 10. **Uchino K.** Piezoelectric actuator and ultrasonic motors. Boston: Kluwer Academic Publisher, 1997. 347 p.
- 11. **Borboni A.** Meso- to micro-actuatotors: a theoretical and practical approach. New York: CRC Press, 2008. 400 p.

¹ Работа выполнена в рамках ФЦП "Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технического комплекса на 2014—2020 гг. при поддержке Минобрнауки РФ по Соглашению №14.576.21.0031 от 27.06.2014 г.". Уникальный идентификатор проекта RFMEFI57614X0031.

прогревать электромобиль после долгого простоя в условиях отрицательных температур следует от сети, а не от аккумуляторной батареи.

не рекомендуется эксплуатация электромобиля при температуре воздуха ниже -15 °C.

Поэтому весьма актуальны исследования работы аккумуляторных систем рассматриваемых транспортных средств при отрицательных температурах воздуха.

Современные аккумуляторные системы электромобилей и автомобилей с КЭУ строят на базе литий-ионных аккумуляторных батарей, используя разные электрохимические системы.

Для потребителей отрицательным качеством литиевых аккумуляторов является ухудшение эксплуатационных характеристик при отрицательных температурах. Как правило, они допускают разряд при температуре до $-20~^{\circ}\mathrm{C}$ (при уменьшении емкости и допустимой силы разрядного тока), а зарядка их возможна только при положительной температуре.

Аккумуляторные батареи выходят из строя при отрицательных температурах вследствие того, что электролит, который является проводящим элементом электрического аккумулятора и обеспечивает электропередачу между положительным и отрицательным полюсами, при низких температурах частично теряет свои электрохимические свойства и соответствующие процессы протекают медленнее. Низкая проводимость электролита увеличивает внутреннее сопротивление системы, что снижает энергию на выходе.

Литий-ионные аккумуляторные батареи легко заряжаются при низких положительных температурах, их можно заряжать в режиме стандартной зарядки $8 \div 10$ ч и в режиме экспресс-зарядки $45 \div 60$ мин при температурах от +5 до +45 °C. Зарядка и разрядка хорошо осуществляются и при высоких допустимых температурах (до +45 °C), но при этом уменьшается ресурс аккумуляторной батареи.

При температуре ниже +5 °C силу тока зарядки необходимо снизить. Зарядка недопустима при отрицательной температуре, так как нарушаются химические процессы, что может привести к повреждению аккумуляторной батареи. Частицы лития в этом режиме работы попадают на анод, образуя покрытие, которое не исчезает при зарядке—разрядке [4—6]. Аккумуляторные батареи с таким покрытием более подвержены отказам и могут потерять работоспособность при вибрациях, так как в этом случае возможен пробой сепаратора.

Во ФГУП "НАМИ" исследовали работу аккумуляторных модулей на основе литиевых призматических аккумуляторных батарей WB-LYP90AHA с электрохимической системой LiFeYPO₄, при отрицательных температурах воздуха [7—9]. Данные аккумуляторные батареи имеют удобную компоновку

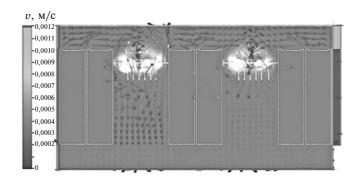


Рис. 1. Потоки воздуха вблизи вентиляторов

в отличие от тонких призматических, которые характеризуются лучшей теплоотдачей, но требуют специального ложемента, обеспечивающего необходимые зазоры между элементами. Аккумуляторные батареи WB-LYP90AHA легко компонуются без специальных креплений и обеспечивают воздушное пространство между ячейками [10—12].

Аккумуляторный модуль состоит из 26 аккумуляторных ячеек и размещен в герметичном контейнере из коррозионно-стойкой стали. Контейнер имеет внутреннее теплоизоляционное покрытие и встроенное устройство термостатирования с двумя термоэлектрическими преобразователями Пельтье ТВ-127-2,2-0,95 и двумя вентиляторами SPAL VA32-A101-62S.

При исследованиях сначала выполнили аэродинамический расчет, а затем тепловой, что позволило сократить время расчета и найти оптимальную компоновку аккумуляторного модуля.

Задачи аэродинамического расчета решались с применением комплекса программ, позволяющего провести твердотельное моделирование, а также интегрирование движения потока воздуха методом конечных элементов.

Как видно из рис. 1, потоки воздуха вблизи вентиляторов распределяются без значительных завихрений, что свидетельствует о том, что при выбранной компоновке эффект помпажа, который проявляется в виде пульсаций воздушного потока вблизи вентиляторов и сопровождается периодическим выбросом воздуха обратно, сводится к минимуму.

Распределения скорости v и давления p потока воздуха, полученные в результате моделирования (рис. 2, a, δ), можно считать равномерными по всему внутреннему объему аккумуляторного модуля.

По результатам аэродинамического расчета был спроектирован и изготовлен аккумуляторный модуль, компоновка которого обеспечивает приемлемую вентиляцию радиаторов элементов Пельтье (рис. 3).

При проведении теплового расчета особое внимание уделялось выбору теплоизоляционного материала, в качестве которого рассматривали пенополиэтилен и теплоизоляцию, на основе аэроге-

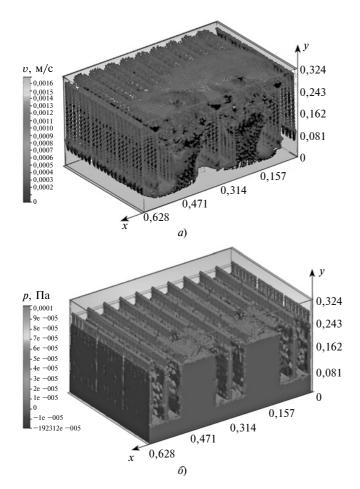


Рис. 2. Распределения во внутреннем объеме аккумуляторного модуля скорости v (a) потока воздуха и давления p (б)

ля, выпускаемого компанией ASPEN AEROGELS, INC. USA.

Пенополиэтилен является эластичным материалом с ячейками закрытой структуры, который можно применять в широком температурном диапазоне: от +90 до -50 °C. Коэффициент теплопроводности пенополиэтилена -0.038 BT/(м · °C).

Аэрогель типа Cryogel Z имеет коэффициент теплопроводности, равный $0.014~\rm BT/(M\cdot ^{\circ}C)$. Это нанопористая теплоизоляция, которая представляет собой стекловолокнистый холст с распределенными в нем частицами аэрогеля диоксида кремния [13-15]. Имеется пароизоляционный слой в виде алюминиевой фольги, дублированной полимерной пленкой. Обеспечивает максимальную тепловую защиту при минимальных массе и толщине в диапазоне температур от $-265~\rm дo + 125~\rm °C$.

Материал паронепроницаем благодаря наличию пароизоляционного слоя, препятствует коррозии, не горит, легок, имеет высокое термическое сопротивление, не содержит опасных веществ и пыли, легко режется и монтируется, работает при сверхнизких температурах. Применяется в низкотемпературной и криогенной технике, что повышает энергоэффективность оборудования, обеспе-

чивает термостатирование транспортируемых или хранимых веществ.

Выбор теплоизоляционного материала позволяет провести расчет мощности тепловых потерь, исходя из требований обеспечения минимальной допустимой температуры внутри аккумуляторного контейнера. В данном случае за такую температуру принята минимальная температура эффективного заряда литий-ионных аккумуляторов, равная +5 °C. Расчет проводили по зависимости:

$$P = -\varepsilon \frac{S\Delta T}{I},$$

где P — мощность тепловых потерь; S — площадь теплоотводящей поверхности; ΔT — разница внутренней и внешней температур контейнера аккумуляторной батареи; I — толщина теплоизолирующего материала; α — коэффициент теплопроводности.

Мощность P тепловых потерь рассчитали при отрицательных внешних температурах. На рис. 4 представлены зависимости, полученные при использовании пенополиэтилена (линия I) и аэрогеля типа Cryogel Z (линия 2).

Сначала исследовали процесс охлаждения аккумуляторного модуля с исходной температурой 23 °C, помещенного в термокамеру TBV 2000-V фирмы



Рис. 3. Аккумуляторный модуль

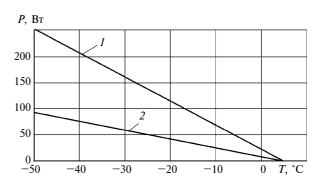


Рис. 4. Изменение мощности тепловых потерь при отрицательных температурах

ILKA, температура в которой составляла -30 °C. При этом систему термостатирования не устанавливали, а место ее установки было закрыто термоизолятором.

Выявили, что отдельные аккумуляторные ячейки остывают с разной интенсивностью. Крайние аккумуляторные ячейки, расположенные в углу контейнера, остывают гораздо быстрей ячеек в его центре. Минимальное время остывания до 5 °С в описанных условиях составило ≈ 4 ч. Это означает, что электромобиль, имеющий термоизолированный батарейный модуль без внутреннего подогрева, может быть оставлен при температуре в -30 °С на время, не превышающее 4 ч, без ущерба для расположенных по краям контейнера аккумуляторных ячеек.

В проведенном затем экспериментальном исследовании аккумуляторный модуль в контейнере с термоизоляционным покрытием аэрогелем типа Cryogel Z и установленной системой термостатирования был помещен в термокамеру при температуре -30 °C. В процессе охлаждения система термостатирования включилась на нагрев внутреннего объема контейнера. После того как температурный режим установился на заданном уровне 5 °C, а процесс охлаждения внутри батарейного модуля от нормальной до заданной температуры длился ≈6,5 ч, мощность питания системы термостатирования составила 69 Вт, включая энергию, потребляемую вентилятором. Это совпадает с расчетным значением требуемого нагревания и показывает, что в режиме нагрева термоэлектрические преобразователи Пельтье работают со 100 %-й отдачей.

Результаты исследования позволяют сформулировать основные аспекты обеспечения эффективного функционирования аккумуляторных систем электромобилей и автомобилей с КЭУ в условиях отрицательных температур.

Эксплуатация аккумуляторных систем, не защищенных от температур внешней среды ниже +5 °C, о чем говорилось выше, нежелательна, так как приводит к более быстрому выходу аккумуляторов из строя.

Автомобили, имеющие в своем составе теплоизолированные аккумуляторные системы, допускается оставлять при отрицательных температурах на ограниченное время, уменьшающееся с понижением температуры [16]. Стоянка более нескольких часов допускается в условиях отапливаемых помещений или при использовании независимого подогрева.

При осуществлении независимого подогрева аккумуляторной системы, например, с использованием термоэлектрических преобразователей Пельтье потребляемая мощность составит при температуре —30 °C не менее 1,6 кВт·ч. Поэтому если время стоянки не известно, электромобили и автомобили с КЭУ необходимо подключать к стацио-

нарным электросетям или в автомобилях с КЭУ обеспечить периодический автозапуск для прогрева ДВС и подзарядки аккумуляторной системы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. Звонов В. А., Козлов А. В., Теренченко А. С. Оценка жизненного цикла основа совершенствования АТС // Автомобильная промышленность. 2003. № 11. С. 10-13.
- 2. Селифонов В. В., Карпухин К. Е., Баулина Е. Е. Электромобиль особо малого класса с гибридной энергетической установкой // Автотракторное электрооборудование. 2004. № 9. С. 20—22.
- 3. **Теренченко А. С., Карпухин К. Е.** Энергоэффективность как способ улучшения экологической безопасности транспортных средств // Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р. Е. Алексеева. № 4 (106). Нижний Новгород, 2014. С. 299—305.
- 4. Пат. 2312030 Рос. Федерация: МПК В60К6/04; В60К17/34 Комбинированная энергетическая установка полноприводного транспортного средства.
- 5. **Miller J. M.** Propulsion systems for hybrid vehicles // Published by the Institution of Engineering and Technology. London: United Kingdom, 2010. 593 p.
- 6. **Slabosritsky R. P., Khazhmuradov M. A., Lukyanova V. P.** Analysis and calculation of battery cooling system // Radioelectronics and informatics, 2011. № 3. C. 3—8.
- 7. Slabosritsky R. P., Khazhmuradov M. A., Lukyanova V. P. Studying of battery cooling system // Radioelectronics and informatics, 2012. № 2. C. 5—8.
- 8. **Encyclopedia** of Automotive Engineering. 2014, John Wiley & Sons, Ltd. P. 2696.
- 9. **Способы** поддержания требуемой температуры аккумуляторных высоковольтных батарей электромобилей и автомобилей с комбинированными энергоустановками / Р. Х. Курмаев, А. С. Теренченко, К. Е. Карпухин, В. С. Стручков, Е. В. Зиновьев // Вестник машиностроения. 2015. № 6. С. 52—55.
- 10. **Terenchenko A., Karpukhin K., Kurmaev R.** Features of operation of electromobile transport in the conditions of Russia // Paper of EVS 28 International Electric Vehicle Symposium and Exibition. Kintex, Korea: EVS, 2015. P. 1—4.
- 11. **Hybrid** and Electric Vehicles // The Electric Drive Delivers. International Energy Agency. 2015. P. 328.
- 12. **Production** of the electric vehicle experimental prototype with the Range extender / S. V. Bakhmutov, K. E. Karpukhin, A. S. Terenchenko at al. // Biosciences biotechnology research Asia. 2015. V. 12 (Spl. Edn.). P. 533—538.
- 13. **Pesaran A.** Battery Thermal Management in EVs and HEVs: Issues and Solutions. National Renewable Energy Laboratory. 1617 Cole Blvd. // Advanced Automotive Battery Conference. Las Vegas, Nevada. 2001. P. 1—10.
- 14. **Temperature** control of the battery for hybrid or electric vehicle / K. E. Karpukhin, A. S. Terenchenko, A. A. Shorin at al. // Biosciences biotechnology research Asia. 2015. V. 12 (2). P. 1297—1301.
- 15. **Comprehensive** life cycle analysis of different types of energy storage for electric or hybrid vehicle / K. E. Karpukhin, A. V. Kozlov, A. S. Terenchenko, S. V. Bakhmutov // ICAT 2015 Proceeding the international conference on automobile technology for Vietnam. Hanoi: ICAT, 2015. P. 7—14.
- 16. **Карпухин К. Е., Теренченко А. С., Шорин А. А.** Обоснование параметров балансировки аккумуляторных батарей // Вестник машиностроения. 2015. № 11. С. 25-27.

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

Гипоидная передача — частный случай гиперболоидальной передачи¹

Предложена методика расчета гипоидной передачи редукторов на сопротивление усталости по изгибу зубьев, а также на сопротивление контактирующих поверхностей зубьев заеданию.

Ключевые слова: гипоидная передача, гипоидное смещение, сопротивление усталости, сопротивление заеданию.

The analysis methodic of reducers hypoid gear on fatigue strength per teeth bending, and also on sliding strength of contacting teeth surfaces, is suggested.

Keywords: hypoid gear, hypoid offset, fatigue strength, sliding strength.

Известно, что гиперболоид можно получить вращением одной прямой вокруг скрещивающейся с ней прямой. При вращении последней вокруг первой получим два гиперболоида, имеющих общую касательную в виде прямой линии.

Гиперболоидальная передача состоит [1] из двух гиперболоидальных колес, начальные поверхности которых образованы вращением их общей прямолинейной касательной относительно скрещивающихся в пространстве осей колес. Зубья таких колес теоретически имеют линейный контакт. В частных случаях гиперболоиды вырождаются: при параллельных осях зубчатых колес — в начальные цилиндры (передача становится цилиндрической); при пересекающихся осях колес — в начальные конусы (передача становится конической).

Отметим, что в строительных конструкциях гиперболоид впервые использовал В. Г. Шухов [2]. Гиперболоидная башня В. Г. Шухова, установленная в 1922 г. в Москве (на Шаболовке), интересна тем, что ее криволинейная сетчатая поверхность образована прямолинейными образующими — прямолинейными стержнями, что менее трудоемко, чем изготовление подобных поверхностей из криволинейных стержней, и, следовательно, экономически оправдано.

Гиперболоидальные передачи со скрещивающимися осями вследствие сложности изготовления в чистом виде не применяются. Практически используются лишь приближенные их модификации. Винтовые зубчатые передачи получаются в горловине гиперболоидов (рис. 1, *a*), где их поверхности заменяются цилиндрическими. Разновидность таких передач — червячная передача. Гипо-

 1 Работа выполнена в рамках государственного задания Министерства образования и науки РФ по проекту 1403.

идные зубчатые передачи получаются в результате замены гиперболических поверхностей, удаленных от горловины (рис. $1, \delta$), на конические. Разновидности таких передач — гипоидная и спироидная передачи.

В результате замены гиперболоидальных начальных поверхностей цилиндрическими или коническими зубья винтовых и гипоидных колес искривляются, а их теоретически линейный контакт нарушается, превращаясь в точечный. Для получения в этих случаях линейного контакта применяют специальные приемы нарезания зубьев. Характерная особенность винтовых и гипоидных передач продольное скольжение зубьев, которое вызывает дополнительные потери в зацеплении и делает особенно опасным заедание рабочих поверхностей зубьев. Однако достоинства отдельных разновидностей этих передач (плавность и бесшумность работы, хорошая прирабатываемость, повышенное передаточное число, компактность и др.) делают их применение во многих случаях целесообразным.

В отличие от конической и червячной передач с непересекающимися осями, гипоидные и спироидные передачи — это передачи с пересекающимися осями.

В то время как у конической передачи (рис. 2, *a*) начальные конусы шестерни и колеса имеют совпадающие вершины, причем начальные конусы касаются по общей образующей, вершины начальных конусов колес гипоидной передачи не совпадают, а

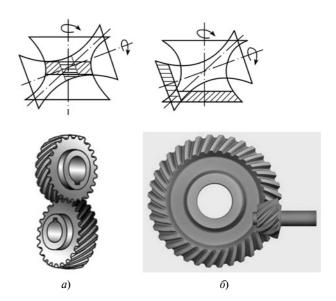


Рис. 1. Передачи, получаемые из гиперболоидальной передачи в ее горловине (a) и на периферии (b)

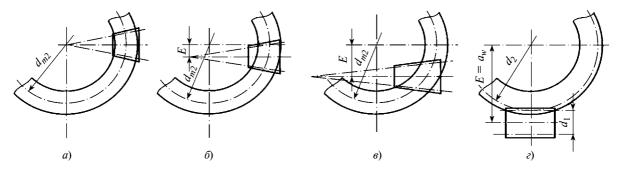


Рис. 2. Виды передач с пересекающимися и скрещивающимися осями: коническая (а); гипоидная (б); спироидная (в); червячная (г)

начальные конусы касаются в одной точке. Их оси смещены (рис. 2, δ) на величину гипоидного смещения $E=d_{m2}k_E$, где d_{m2} — средний начальный диаметр колеса, $k_E=E/d_{m2}$ — коэффициент гипоидного смещения, равный, как правило, $0,2\div0,3$.

У спироидной передачи (рис. 2, θ) гипоидное смещение больше, чем у гипоидной ($k_E > 0,3$) [3], а у червячной передачи (рис. 2, ϵ), как известно, смещение осей червяка и червячного колеса, изготовленных без смещения инструмента, равно межосевому расстоянию, т. е. $E = a_w = 0,5(d_1 + d_2)$, где d_1 — начальный диаметр червяка.

Гипоидные передачи получили распространение в автомобилях [3, 4], в бумагоделательных и текстильных машинах, в делительных передачах прецизионных зуборезных станков. В последнее время за рубежом наладили серийный выпуск гипоидных редукторов. На рис. 3 представлен редуктор фирмы Tandler, а на рис. 4 — редуктор фирмы Siemens. Гипоидные редукторы также выпускают фирмы Wittenstein alpha GmbH, Sumitomo Drive, Моточагіо и др. Одноступенчатые гипоидные редукторы этих фирм имеют передаточные числа до 15, двухступенчатые — до 60.

В нашей стране изготовление гипоидных редукторов пока не освоено, что в значительной степени можно объяснить отсутствием методики расчета гипоидной передачи редукторов. В данной работе представлен возможный вариант такой методики.

Колеса гипоидной передачи, как правило, выполняют с круговыми зубьями. Передаточное число выбирают в пределах от 1 до 15 (максимально до 60). Передаточное число гипоидной передачи

$$u=rac{n_1}{n_2}=rac{z_2}{z_1}=rac{d_{m2}{\cos{eta_{m2}}}}{d_{m1}{\cos{eta_{m1}}}}$$
, где n_1 и n_2 — частоты

вращения шестерни и колеса; z_1 и z_2 — их числа зубьев; β_{m1} и β_{m2} — средние углы наклона зубьев шестерни и колеса.

Минимально допустимое число зубьев шестерни $z_{1\min}$ выбираем по табл. 1. По нему задаемся числом z_1 зубьев шестерни и находим число z_2 зубьев колеса (они не должны быть кратными): $z_2 = z_1 u$.

Как правило, назначают $\beta_{m2}=30\div35^\circ$ и в зависимости от z_1 следующие значения β_{m1} : 50° при $z_1=6\div13$; 45° при $z_1=14$, 15; 40° при $z_1=16$.

Углы α зацепления для противоположных сторон зубьев получаются разными. Они меньше для вогнутой стороны зубьев шестерни и сопряженной выпуклой стороны зубьев колеса и, соответственно, больше для противоположных сторон. В чертежах достаточно указывать средний угол $\alpha_{\rm cp}$, который для передач машин общего машиностроения и легковых автомобилей при $z_1 \geq 8$, как правило, принимают равным $21^{\circ}15'$, а для передач тяжелых транспортных машин — $22^{\circ}30'$.

Зубья гипоидных колес имеют пропорционально понижающуюся высоту, которая характеризуется совпадением вершины делительного конуса и конуса впадин зубьев. Образующая конуса вершин

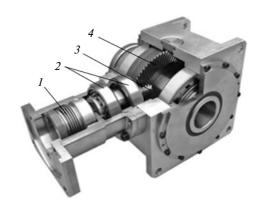


Рис. 3. Гипоидный редуктор фирмы Tandler:

 I— сильфонная муфта;
 2— подшипники быстроходного вала;
 3— гипоидная шестерня;
 4— гипоидное колесо



Puc. 4. Гипоидный редуктор фирмы Siemens

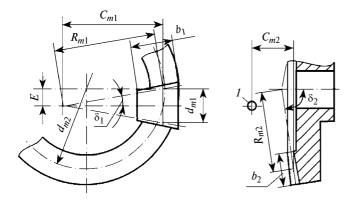


Рис. 5. Геометрические параметры гипоидной передачи (1- ось шестерни)

зубьев одного колеса параллельна образующей конуса впадин зубьев сопряженного колеса (осевая форма зуба I по ГОСТ 19326—73), благодаря чему обеспечивается постоянство радиального зазора на всей длине зуба. Это позволяет увеличить радиус закругления у корня зуба и повысить его изгибную прочность.

Далее определяем основные параметры гипоидной передачи, необходимые для расчета.

Гипоидное смещение (рис. 5):

$$E = k_E d_{m2}$$
,

где k_E — коэффициент гипоидного смещения.

Угол начального конуса колеса:

$$\delta_2 = \arctan[u/(1 - 0.9k_E)].$$

Угол начального конуса шестерни:

$$\delta_1 = \arcsin \left[\csc \cos \delta_2 \right],$$

где $\varepsilon = \arcsin[\operatorname{tg}\theta\operatorname{tg}\delta_2];\ \theta = \arctan\{E/[0.5d_{m2}\operatorname{tg}\delta_2 + 0.5d_{m1}\cos\theta']\}\ и\ \theta' = \arctan\{E/[0.5d_{m2}\operatorname{tg}\delta_2 + 0.5d_{m1}]\}$ — вспомогательные углы [5].

Средние конусные расстояния колеса и шестерни:

$$R_{m2} = 0.5 d_{m2}/\sin \delta_2;$$

$$R_{m1} = 0.5 d_{m1} / \sin \delta_1.$$

Средний угол зацепления $\alpha_{cp}=21^{\circ}15'$.

Нормальный модуль в средних сечениях зубьев колеса и шестерни:

$$m_n = d_{m2} \cos \beta_{m2}/z_2$$
.

Ширина зубчатого венца колеса:

$$b_2 = \min(0.35R_{m2}; 10m_n).$$

Коэффициент x_1 смещения инструмента для шестерни задаем по табл. 2 в зависимости от z_1 .

Коэффициент смещения инструмента для колеса $x_2 = -x_1$.

Коэффициент увеличения размеров шестерни:

$$k_{\Gamma} = \cos\beta_{m2}/\cos\beta_{m1}$$
.

Длина зуба шестерни, мм:

$$b_1 = b_2 \sin \delta_2 / (\cos \epsilon \cos \delta_1) + 2 \div 5.$$

Средний делительный диаметр шестерни:

$$d_{m1} = k_{\Gamma} d_{m2}/u.$$

Координаты вершины делительного конуса шестерни:

$$C_1 = 0.5 d_{m1} \operatorname{ctg} \delta_1;$$

$$C_2 = 0.5 d_{m1} \cos\theta$$
.

Внешнее конусное расстояние колеса:

$$R_{e2} = R_{m2} + 0.5b_2.$$

Силы, возникающие в зацеплении гипоидной передачи, вычисляем по формулам, приведенным в табл. 3, где T_2 — вращающий момент на колесе, $\mathbf{H} \cdot \mathbf{m}$; d_{m2} — средний начальный диаметр колеса, мм. Направление спирали зубьев гипоидной передачи выбираем таким, чтобы осевая сила F_{A1} была направлена от вершины к основанию конуса. Для выполнения этого условия при ведущей шестерне направление наклона ее зуба (при взгляде со стороны вершины делительного конуса) назначают одинаковым с направлением вращения. На рис. 6 (колесо и шестерня условно раздвинуты) указаны направления сил: нормальной (F_n), касательной к начальным конусам, возникающей в зацеплении;

 Таблица 1

 Минимально допустимое число зубьев шестерни

 2,5
 3
 4
 5
 >5

и	2,5	3	4	5	>5	
z_{1min}	15	12	9	7	6	

Tаблица 2 Коэффициент смещения инструмента для шестерни

$x_1 = 0.682 = 0.666 = 0.648 = 0.627$	z_1 x_1	6 0,682	7 0,666	8 0,648	>8 0,627
---------------------------------------	-------------	------------	------------	------------	-------------

 Таблица 3

 Формулы для расчета в зацеплении гипоидной передачи [5]

Деталь	Сила	Формула
Колесо	Окружная Радиальная Осевая	$F_{I2} = 2T_2/(10^3 d_{m2})$ $F_{R2} = F_{I2}(tgacos\delta_2 + sin\beta_{m2}sin\delta_2)/cos\beta_{m2}$ $F_{A2} = F_{I2}(tgasin\delta_2 - sin\beta_{m2}cos\delta_2)/cos\beta_{m2}$
Шестерня	Окружная Радиальная Осевая	$F_{I1} = F_{I2}/k_{\Gamma}$ $F_{R1} = F_{I1}(\operatorname{tg}\alpha\cos\delta_{1} - \sin\beta_{m1}\sin\delta_{1})/\cos\beta_{m1}$ $F_{A1} = F_{I2}(\operatorname{tg}\alpha\sin\delta_{1} + \sin\beta_{m1}\cos\delta_{1})/\cos\beta_{m1}$

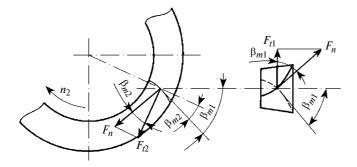


Рис. 6. Окружные силы F_{t1} и F_{t2} в гипоидной передаче

окружных, нагружающих зубья шестерни (F_{t1}) и колеса (F_{t2}) , при левом направлении зуба шестерни и вращении колеса по часовой стрелке [3].

При изменении направления вращения колеса знаки плюс и минус перед вторыми слагаемыми в скобках в формулах в табл. 3, изменяются на противоположные. Выбор направления зубьев шестерни (правое или левое) зависит от направления гипоидного смещения.

Гипоидная передача по сравнению с конической имеет следующие преимущества [5]:

средний делительный диаметр d_{m1} шестерни при одном и том же среднем делительном диаметре d_{m2} колеса и передаточном числе u получается в $k_{\Gamma} = \cos\beta_{m2}/\cos\beta_{m1}$ раз больше, так как средний угол β_{m1} наклона зубьев шестерни с ее осью назначают больше среднего угла β_{m2} наклона зубьев колеса:

имеет место более высокая нагрузочная способность при одинаковых с конической передачей размерах, так как приведенный радиус кривизны зуба получается в k_{Γ}^3 раз больше и теоретически передача может быть выполнена с начальным контактом по линии;

хорошая прирабатываемость зубьев, не подверженность их существенным искажениям вследствие достаточно равномерного скольжения по рабочей поверхности зубьев, плавная и бесшумная работа передачи;

возможность установки шестерни и колеса на двух опорах и, как следствие, уменьшение концентрации нагрузки на зубьях;

передачу можно применять в механизмах высокой точности, в частности в качестве делительных передач прецизионных зуборезных станков, благодаря тому, что в зацеплении находится несколько пар зубьев.

Основной недостаток гипоидной передачи — подверженность заеданию, которое возникает в результате не только поперечного, но и продольного скольжения зубьев, свойственного всем передачам со скрещивающимися осями. Для устранения заедания рабочую поверхность зуба закаливают и обрабатывают с высокой чистотой, а для смазывания

зацепления применяют противозадирный (гипоидный) смазочный материал, который должен одинаково надежно предотвращать заедание зубьев при работе как в режиме максимального крутящего момента, так и в режиме максимальной скорости.

Основными критериями работоспособности гипоидной передачи являются [5] сопротивление усталости по изгибу зубьев шестерни и колеса, а также сопротивление контактирующих поверхностей зубьев заеданию. Чтобы обеспечить работоспособность гипоидной передачи по указанным критериям, зубчатые колеса изготовляют из качественных сталей (стали 20ХНМ, 30ХГТ, 20Х2Н4, 25ХГНМ, 15ХГН2ТА и др.), допускающих цементацию на глубину 1,2÷1,5 мм.

За допустимое напряжение по контактным напряжениям $[\sigma]_H$ принимают меньшее из допустимых напряжений колеса $[\sigma]_{H2}$ и шестерни $[\sigma]_{H1}$, где $[\sigma]_{H2} = \sigma_{H1\text{im}} Z_{N2}/S_H$; $[\sigma]_{H1} = \sigma_{H1\text{im}} Z_{N1}/S_H$; $\sigma_{H1\text{im}} = 23H_{HRC}$; $Z_{N2} = (N_{HG}/N_{HE2})^{1/6}$; $Z_{N1} = (N_{HG}/N_{HE1})^{1/6}$; $1 \le Z_{N2} \le 1,6$; $N_{HE2} = 60\mu_H n_2 t_\Sigma$; $N_{HE1} = 60\mu_H u n_2 t_\Sigma$; $S_H = 1,2$ — коэффициент запаса; μ_H — коэффициент приведения переменного режима работы к постоянному [6]; n_2 — частота вращения колеса, мин $^{-1}$; t_Σ — ресурс передачи, ч; $N_{HG} = H_{HB}^3$ — базовое число циклов по контактной выносливости; H_{HRC} и H_{HB} — твердости поверхностного слоя зуба по шкалам Роквелла и Бринелля.

Допустимые напряжения по изгибным напряжениям:

$$[\sigma]_{F2} = \sigma_{F \lim} Y_{N2} / S_F;$$

$$[\sigma]_{F1} = \sigma_{F \lim} Y_{N1} / S_F,$$

где $\sigma_{Flim} = 750 \div 800 \text{ M}\Pi a; \ Y_{N2} = (4 \cdot 10^6/N_{FE2})^{1/9}; \ Y_{N1} = (4 \cdot 10^6/N_{FE1})^{1/9}; \ 1 \le Y_{N2} \le 2,6; \ 1 \le Y_{N1} \le 2,6; \ N_{FE2} = 60 \mu_F n_2 t_{\Sigma}; \ N_{FEk1} = 60 \mu_F u n_2 t_{\Sigma}; \ S_F = 1,7$ — коэффициент запаса; μ_F — коэффициент приведения переменного режима работы к постоянному [6].

Условия обеспечения сопротивления усталости по изгибу [4, 7]:

для зуба колеса

$$[\sigma_F]_2 \geq \sigma_{F2} = k_{FB}k_{Fv}Y_{F2}F_{t2}/(\varepsilon_{\nu}b_2m_n);$$

для зуба шестерни

$$[\sigma_F]_1 \geq \sigma_{F1} = k_{F\beta} k_{F\nu} Y_{F1} F_{t1} / (\varepsilon_{\gamma} b_2 m_n).$$

Здесь

 $k_{F\beta}$ — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба (табл. 4);

 k_{Fv} — коэффициент динамичности нагрузки (табл. 5);

 Y_{F2} и Y_{F1} — коэффициенты формы зуба колеса и шестерни, принимаемые в зависимости от эквивалентного числа зубьев и коэффициента смещения:

$$Y_{F2} = 3,47 + 13,2/z_{v2} - 27,9x_2/z_{v2} + 0,092x_2^2;$$

$$Y_{F1} = 3,47 + 13,2/z_{v1} - 27,9x_1/z_{v1} + 0,092x_1^2$$

где $z_{v2} = z_2/(\cos\delta_2\cos^3\beta_{m2})$ и $z_{v1} = z_1/(\cos\delta_1\cos^3\beta_{m1})$ — эквивалентные числа зубьев колеса и шестерни; ε_{γ} — коэффициент суммарного перекрытия [8]:

$$\varepsilon_{\gamma} = (\varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta})^{0.5},$$

где ε_{α} — коэффициент торцевого перекрытия, определяемый в зависимости [4] от z_1 по табл. 6; ε_{β} — коэффициент осевого перекрытия [4]:

$$\varepsilon_{\beta} = (3K_b - K_b^3)R_{e2}/(3\pi m_{te2}),$$

где $K_b = b_2 R_{m2} \operatorname{tg} \beta_{\rm cp} / [R_{e2} (R_{e2} - 0.5b_2)]$ и $\beta_{\rm cp} = 0.5 (\beta_{m1} + \beta_{m2}).$

Таблица 4

Коэффициенты k_{Heta} и k_{Feta} неравномерности распределения нагрузки по длине зуба в зависимости от его относительной ширины Ψ_{bd}

Располо-	Коэф-	$\Psi_{bd} = b_1/d_{m1}$						
жение опор	фициент	0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6	2,5
Несим- метричное	$k_{Heta} \ k_{Feta}$	1,01 1,02	1,05 1,07	1,09 1,13	1,14 1,20	1,25 1,37	1,4 1,6	1,5 1,7
Кон-	$k_{Heta} \ k_{Feta}$	1,15 1,25	1,35 1,55	1,60 1,90	1,85 2,30	1,6* 1,7*	1,7* 1,8*	1,8* 1,9*

^{*}Шестерня изготовлена отдельно от ведущего вала и вклеена в его расточку.

 $\it Taблица~5$ Коэффициенты $\it k_{Hv}$ и $\it k_{Fv}$ динамичности нагрузки

Степень	Точность	Окружная скорость, м/с						
Степень	ТОЧНОСТЬ	2	3	6	8	10		
6	$k_{Hv} \ k_{Fv}$	1,01 1,02	1,02 1,03	1,03 1,05	1,03 1,07	1,04 1,08		
7	$k_{Hv} \ k_{Fv}$	1,01 1,02	1,02 1,03	1,03 1,05	1,04 1,07	1,05 1,08		
8	$k_{Hv} \ k_{Fv}$	1,01 1,02	1,02 1,04	1,02 1,06	1,04 1,08	1,05 1,09		

Таблица 6

Коэффициент торцевого перекрытия

z_1	6	7	8	9	10	12	14	16	18	20
εα	0,87	0,95	1,02	1,07	1,11	1,19	1,21	1,23	1,25	1,26

Наружный делительный диаметр колеса:

$$d_{e2} = 2R_{e2}\sin\delta_2$$
.

Внешний торцевой модуль колеса:

$$m_{te2} = d_{e2}/z_2$$
.

Отношение ширины венца колеса к его внешнему конусному расстоянию:

$$K_{be} = b_2 / R_{e2}$$
.

Если условия обеспечения сопротивления усталости по изгибу не выполняются, корректируют значение модуля или коэффициентов смещения и повторяют расчет.

Условие отсутствия заедания рабочих поверхностей зубьев — критерий Олмена [5, 9]:

$$\sigma_H v_{CK} \leq [C]_{3\pi}$$

где σ_H — контактное напряжение, МПа, вычисленное по формуле Герца — Беляева; $v_{\rm ck}$ — скорость относительного продольного скольжения, м/с; $[C]_{\rm 3д}$ — допустимое значение критерия заедания.

Для стальных гипоидных колес с закаленными поверхностями зубьев при использовании специальных гипоидных смазок $[C]_{3д} = 3200 \text{ H} \cdot \text{м/(мм} \cdot \text{c})$. Для колес из улучшенных сталей с менее твердой рабочей поверхностью зубьев значение $[C]_{3д}$ значительно ниже.

Номинальное значение d_{e2} принимают, согласно ГОСТ 12279—76, равным, мм: 50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180); 200; (225); 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800 (значения без скобок предпочтительнее; фактические значения d_{e2} не должны отличаться от номинальных более чем на 2 %).

Контактное напряжение, МПа [4, 7]:

$$\sigma_H = 67 \cdot 10^3 [k_{H\beta} k_{H\nu} T_2 u / (d_{e2}^3 v_H \varepsilon_{\nu})]^{1/2},$$

где $v_H = 0.81 + 0.15u$ — коэффициент, определенный опытным путем.

Скорость относительного продольного скольжения [5]

$$v_{\rm ck} = v_1 \sin\beta_{m1} - v_2 \sin\beta_{m2},$$

где $v_1 = \pi d_{m1} n_1/(60 \cdot 10^3)$ и $v_2 = \pi d_{m2} n_2/(60 \cdot 10^3)$ — окружные скорости шестерни и колеса.

КПД гипоидной передачи [5] оценивают по формулам:

при ведущей шестерне

$$\eta = (1 + f \lg \beta_{m2})/(1 + f \lg \beta_{m1});$$

при ведущем колесе

$$\eta = (1 - f \operatorname{tg} \beta_{m1}) / (1 - f \operatorname{tg} \beta_{m2}),$$

где $f \approx 0.05$ — коэффициент трения [5].

С. Л. САМСОНОВИЧ, В. И. ЛАЛАБЕКОВ, доктора технических наук, И. И. ОГОЛЬЦОВ, Н. Б. РОЖНИН, В. С. СТЕПАНОВ, Н. В. КРЫЛОВ, М. В. БОРИСОВ, Н. В. КРАСКОВСКИЙ, М. А. МАКАРИН (Национальный исследовательский университет "МАИ"), e-mail: mikhailmakarin@gmail.com

Перспективные методы уменьшения массогабаритных параметров приводных систем при проектировании

Рассматриваются пути уменьшения массогабаритных показателей приводных систем. Предложено использование электромеханических силовых миниприводов с бескорпусными двигателями и редукторами на основе волновых передач с телами качения и совместное проектирование миниприводов блочного исполнения с опорным устройством управляемого объекта.

Ключевые слова: волновые пневмо-, гидро-, электродвигатели; привод; волновые передачи с телами качения; силовые миниприводы.

The ways of reducing of mass-dimensional indexes of drive systems are considered. The application of electromechanical power mini-drives with frameless motors and reducers on the base of wave gears with rolling bodies and combined design of mini-drives of block type with a support device of the controlled object is suggested.

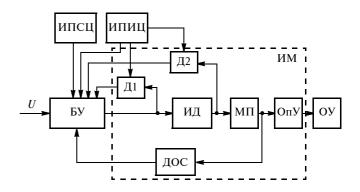
Keywords: wave pneumo-, hydro-, electromotors; drive; wave gears with rolling bodies; power mini-drives.

Уменьшение массогабаритных показателей приводных систем, а также стоимости их изготовления и эксплуатации являются основными движущими факторами при создании нового поколения летательных аппаратов, роботов или регулируемой трубопроводной арматуры.

Каждая такая приводная система представляет собой комплекс механизмов и устройств, которые преобразуют сигнал управления и энергию источника питания в механическую энергию перемещения соответствующего органа управления.

В состав приводной системы входят (рис. 1): блок управления (БУ): источники питания — силовой (ИПСЦ) и информационной (ИПИЦ) цепей и исполнительный механизм (ИМ), исполнительный двигатель (ИД), механические передачи (МП), датчики контроля (Д1, Д2) промежуточных параметров, датчик выходной координаты привода, т. е. датчик обратной связи (ДОС).

В состав ИМ привода входит опорное устройство (ОУ) выходного звена, которое может являться и опорным устройством управляемого объекта.



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 30)

Расчеты, выполненные по изложенному выше алгоритму, показали, что при u < 14 работоспособность определяет контактная выносливость зубьев, а при $u \ge 14$ лимитирующим критерием работоспособности становится сопротивление усталости зубьев колеса по изгибу.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Дмитриев В. А.** Детали машин. Л.: Судостроение, 1970. 792 с.
- 2. **Шухова М. Н.** Владимир Григорьевич Шухов. Первый инженер России. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. 368 с.
- 3. **Яскевич 3.** Ведущие мосты: Пер. с польского Г. В. Коршунова. М.: Машиностроение, 1985. 600 с.

- 4. **Зайцев А. В.** Расчеты главных передач: Учебное пособие. Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2004. 95 с.
- 5. Писманик К. М. Гипоидные передачи. М.: Машиностроение, 1964. 226 с.
- 6. **Буланже А. В., Палочкина Н. В., Часовников Л. Д.** Методические указания по расчету зубчатых передач редукторов и коробок скоростей по курсу "Детали машин". М.: МВТУ, 1980. 30 с.
- 7. **Заблонский К. И.** Детали машин. Киев: Вища школа, 1965. 518 с.
- 8. **Детали машин**: Учебник / Н. А. Бильдюк, С. И. Каратушин, Г. Д. Малышев и др. Под общ. ред. В. Н. Ражикова. СПб.: Политехника, 2015. 695 с.
- 9. **Генкин М. Д., Кузьмин Н. Ф., Мишарин Ю. А.** Вопросы заедания зубчатых колес. М.: Изд-во АН СССР, 1959. 147 с.

Датчики Д1 и Д2 контроля промежуточных параметров при достаточной мощности источника питания позволяют корректировать режимы работы и реализовывать желаемые статические и динамические характеристики привода.

Исполнительный механизм привода с ОУ и ИП силовой цепи в большей степени определяют массогабаритные показатели приводной системы. Поэтому при выборе типа привода по используемой энергии и его схемы доминирующим является уменьшение массогабаритных показателей ИМ привода и энергопотребления в силовой цепи ИП. Кроме того, при выборе схемы приводной системы необходимо рассматривать варианты компоновки исполнительного механизма привода с управляемым объектом при поступательном или вращательном движении выходного звена.

Рассмотрим основы уменьшения массогабаритных параметров приводных систем.

Первое направление — модернизация существующих исполнительных механизмов на основании оптимизации массогабаритных параметров каждого элемента схемы, которая включает в себя анализ и обоснование выбора первичного и вторичных источников энергии; оптимизацию потребляемой мощности и передаточных чисел редуктора; выбор типа двигателя и механических передач редуктора, построения кинематической схемы с минимизацией одного из габаритных размеров ИМ привода (для летательных аппаратов — наружный диаметр).

Второе направление — использование современных составляющих: элементы силовой электроники, двигатели на редкоземельных материалах, механические передачи с телами качения.

Третье направление — схемные и конструктивные решения синтеза исполнительного механизма привода с опорным устройством объекта регулирования или источником питания путем совмещения их функций в объеме одного устройства. Например, можно выполнить исполнительный механизм привода в объеме опорного устройства объекта управления или разместить источник питания в исполнительном механизме привода. В этих случаях устройство не занимает дополнительного объема.

Рассмотрим эти направления подробнее. В существующих исполнительных механизмах приводов развиваемый двигателем момент зависит от геометрических параметров, определяющих рабочий объем [1].

В гидравлических и пневматических двигателях, использующих потенциальную энергию рабочего тела, развиваемый момент определяет выражение

$$M_{\Gamma(\Pi)} = V_0 p,\tag{1}$$

где V_0 — рабочий объем двигателя; p — рабочее давление $(0,2\div35 \text{ M}\Pi a)$.

Для электрических двигателей

$$M_{\rm a} = KV_{\rm p}. (2)$$

Здесь $V_{\rm p}=\pi D^2 l$ — объем цилиндрической поверхности ротора, где D — наружный диаметр ротора или внутренний диаметр статора, l — длина ротора; $K=AB_{\rm T}$ —постоянная величина, характеризующая электрические и магнитные свойства материала, где A — линейная нагрузка на ротор, $B_{\rm T}$ — индукция в воздушном зазоре.

Для электродвигателей со стальным магнитопроводом и медным проводом K=0,03 МПа. Для редкоземельных материалов K=2 МПа. Теоретически в магнитах на основе самария—кобальта достижимо $K=4\div10$ МПа [2].

Анализ зависимостей (1) и (2) показал следующее. При одинаковом объеме наибольший момент двигателя зависит от коэффициента пропорциональности. Для силовых систем с большим развиваемым моментом это указывает на преимущества гидравлических и пневматических приводных систем.

Решение поставленной задачи также достигается увеличением коэффициента пропорциональности, увеличением плотности тока в якоре, использованием материалов с лучшими магнитными свойствами и выдерживающих давление более 60 МПа.

Объемы, определяющие развиваемый двигателем момент, не позволяют однозначно определить его геометрические размеры, т. е. двигатели с одинаковыми рабочими объемами могут иметь или большой диаметр, или большую длину.

Для высокоскоростных реверсивных следящих приводов целесообразно использовать двигатели небольшого диаметра, чтобы уменьшить момент инерции.

Для тихоходных приводных систем, если важно обеспечить постоянство момента или точность позиционирования при низких скоростях, целесообразно использовать двигатели большого диаметра.

Заметим, что рабочий объем двигателей зависит и от частоты $n_{\rm дв}$ вращения ротора.

Из баланса мощностей Mn = Qp = IU найдем частоту вращения ротора в гидравлических и пневматических двигателях:

$$n = Qp/M_{\Gamma(\Pi)} = Qp/V_0p = Q/V_0,$$
 (3)

где Q — расход рабочего тела.

Для электрических двигателей

$$n_{\text{AB}} = \frac{IU}{M_{\text{B}}} = \frac{IU}{KV_{\text{D}}} = \frac{IU(\omega)}{K\pi D^2 l},\tag{4}$$

где I и U — сила тока и напряжение источника питания; ω — частота напряжения.

Поэтому в авиационных системах для уменьшения габаритных размеров используют напряжения 110 и 270 В, а в системах переменного тока увеличивают частоту напряжения до 1000 Гц.

Из зависимостей (3) и (4) следует — чем меньше рабочий объем двигателя, тем больше должна быть скорость потока рабочего тела.

Выбор источника питания и преобразователей энергии

В системах управления различных объектов, в том числе в пилотируемых и беспилотных летательных аппаратах одноразового или многоразового действия, применяют приводные системы с централизованным или с автономными источниками энергии, а также приводы, использующие как централизованные, так и автономные источники питания. Комбинированные источники питания используют, как правило, в резервированных приводных системах.

При выборе схемы приводной системы важны вид энергии, тип первичных и при необходимости вторичных источников питания. В качестве первичного источника энергии можно использовать механическую или газовую энергию от маршевого двигателя, энергию набегающего воздушного потока или солнечную.

К первичным источникам энергии относятся аккумуляторы, которые хранят рабочее вещество продолжительное время и способны по команде снабжать энергией приводную систему в течение требуемого времени. В качестве веществ рабочего вещества аккумуляторов используют: сжатый воздух или газ; пороховые шашки; продукты разложения жидких топлив; электролиты, возникающие химические реакции с генерацией электрической энергии; радиоактивные элементы, вступающие в атомные реакции с генерацией тепловой энергии. В зависимости от используемого вещества первичными источниками энергии могут являться: аккумуляторные батареи; электрохимические источники тока; баллоны со сжатым воздухом, газом или топливом; маршевые двигатели; пороховые газогенераторы или газогенераторы на жидком топливе; источники, использующие атомную или водородную энергию.

К вторичным источникам энергии относятся преобразователи энергии, которые преобразуют энергию первичного источника в энергию, используемую в приводных системах: электрическую, гидравлическую, пневматическую или механическую.

Критериями выбора того или иного первичного или первичного и вторичного источников являют-

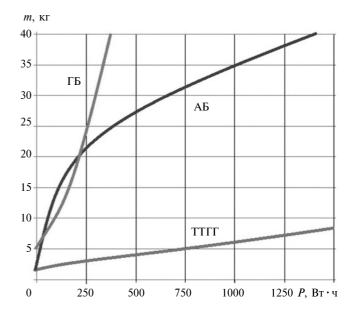


Рис. 2. Зависимости массы m разных источников питания от требуемой мощности P за 100 с работы:

ГБ — газовый баллон; АБ — аккумуляторная батарея; ТТГГ — твердотопливный газогенератор

ся удельная мощность и удельная энергия, т. е. мощность и энергия, отнесенные к единице массы всей системы, а также время работы источников.

При анализе источников питания приводных систем рассматривают: время работы приводной системы, циклограмму потребления энергии и расстояние между источником энергии и исполнительным механизмом привода, которое определяют массовые показатели.

Для систем управления с продолжительным режимом работы и несколькими приводными системами перспективным является использование электрического энергоснабжения.

Таким образом, общая тенденция построения приводных систем с централизованным энергоснабжением — использование электроприводов. Частным случаем является использование гидростатических и комбинированных приводов, в которых применяют в качестве преобразователей момента гидропередачи.

Анализ первичных источников автономных приводных систем с ограниченным временем работы показал, что лучшие удельные энергетические показатели по сравнению с газовыми баллонами (ГБ) имеют твердотельные газогенераторы (ТТГГ) и аккумуляторные батареи (АБ) (рис. 2) [3].

Использование электромеханических приводов позволяет исключить дополнительные преобразователи энергии, а следовательно, улучшить массовые и энергетические показатели, упростить диагностику и снизить расходы на изготовление и обслуживание.

Минимизация габаритных параметров при выборе частоты вращения вала двигателя и передаточного числа редуктора

Уменьшение массогабаритных параметров приводных систем увеличением частоты вращения вала двигателя приводит к тому, что для обеспечения тех же показателей на выходном звене приводной системы необходимо использовать редуктор.

С энергетических позиций кинематические схемы с редуктором при одинаковых рабочих объемах двигателей и одинаковых моментах и скоростях на выходном звене обеспечивают более высокий КПД из-за уменьшения давления поступающего в двигатель рабочего тела и, как следствие, снижения утечек [4]:

$$\eta = \frac{M_{\text{BMX}} n_{\text{BMX}}}{p_1 V_0 n_{\text{BMX}} + K_{\text{yT}} \frac{p_1^2}{q_{\text{p}}^2}},$$

где η — КПД; p_1 — давление в рабочем теле, поступающем от источника питания; $K_{\rm yT}$ — коэффициент утечек; $q_{\rm p}$ — передаточное число редуктора; $n_{\rm Bыx} = n_{\rm ДB}/q_{\rm p}$ — частота вращения на выходном валу ИМ привода.

Однако при введении редуктора в кинематическую схему привода необходимо учитывать, что масса системы увеличится на массу редуктора, которая зависит от используемых в редукторе типов механических передач и их передаточных чисел.

Рассмотрим влияние скорости редуктора и соответствующих передаточных чисел на массу двигателя и двигателя с редуктором.

Массы двигателя и редуктора зависят от их объемов:

$$m_{\rm ДB} = \rho K_3 W_{\rm ДB};$$
 $m_{\rm ред} = \rho K_3 W_{\rm ред},$

где ρ — плотность материала основных деталей; K_3 — коэффициент заполнения объемов; $W_{\rm дB}$ и $W_{\rm p}$ — объемы, занимаемые двигателем и редуктором.

Принимаем, что все основные детали выполнены из стали, тогда коэффициент заполнения $K_3 = 0.75$.

Объем, занимаемый двигателем, находим по формуле

$$W_{\rm AB} = \frac{\pi D_{\rm H}^2}{4} \, l,$$

где $D_{\rm H}$ — наружный диаметр двигателя; l — длина двигателя, равная длине ротора.

Согласно работе [5] ориентировочно $D_{\rm H}=2.2D_{\rm p}$ и $l=(2\div 2.5)D_{\rm p}$, где $D_{\rm p}$ — наружный диаметр ротора:

$$D_{\rm p} = 479 \, \sqrt[3]{\frac{P_{_{\rm JB}}}{K\lambda\Omega_{_{\rm JB}}}} \,, \, {\rm MM},$$

здесь $P_{\text{дв}}$ — мощность двигателя, Вт; K — постоянная величина, характеризующая электрические и магнитные свойства материалов, используемых в двигателе; $\lambda = l_{\text{p}}/D_2$.

Для сравнительной оценки принимаем, что используются редкоземельные материалы с K=2 МПа и $\lambda=I_{\rm p}/D_2=1,5\div2,5$ [5].

Потребляемую мощность двигателя с учетом КПД находим как

$$P_{\text{\tiny TR}} = 1.2 M_{\text{\tiny H}} \Omega_{\text{\tiny H}},$$

где $M_{\rm H}$ и $\Omega_{\rm H}$ — развиваемые момент и угловая скорость на выходном валу исполнительного механизма привода. Так как объемы $W_{\rm дB}$ и $W_{\rm p}$ линейно зависят от нагружающего момента, для сравнительной оценки будем использовать относительный показатель $W_{\rm дB(p)}/M_{\rm H}$, который позволяет сравнивать разные занимаемые объемы независимо от создаваемого момента на выходе.

Учитывая, что $\Omega_{\rm ДB}/\Omega_{\rm H}=q$, получим относительную величину, характеризующую объем двигателя:

$$W_{\text{ДВ}}/M_{\text{H}} = K_{\text{ДВ}}(P_{\text{ДВ}}/\Omega_{\text{ДВ}}): M_{\text{H}} = K_{\text{ДВ}}/q,$$

$$MM^{3}/(H \cdot M), \qquad (5)$$

где $K_{\text{дв}}$ — коэффициент, зависящий от геометрических соотношений параметров электродвигателя.

Зависимость (5) не может служить основанием для расчета параметров бескорпусных электродвигателей и механических передач, однако позволяет оценить характер изменения их объема.

В качестве примера рассмотрен электродвигатель ДБМВ-185-10-0,3 производства ОАО "Лепсе", максимальный статический момент которого составляет 106,8 Н \cdot м, наружный диаметр статора — 185 мм, его длина — 58,5 мм. Объем данного двигателя — 1572 см³. Его можно использовать в некоторых системах без редукторов, т. е. при q=1. В этом случае относительный показатель составит $W_{\text{ЛВ}}/M_{\text{H}}=1$ 572 000/106,8 = 14 700 мм³/(Н \cdot м).

Зависимости относительных объемов механических передач разных типов от передаточного числа приведены в работе [6] и на рис. 3. На рис. 4 также приведены зависимости изменения относительного объема электродвигателя и суммарных относительных объемов двигателя с разными механическими передачами.

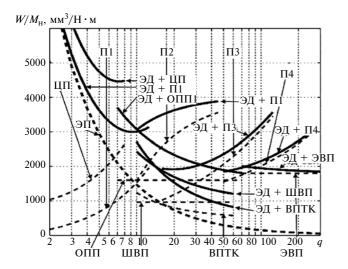


Рис. 3. Зависимости относительных объемов (---) электродвигателя, разных механических передач и суммарные объемы (——) от передаточного отношения *q*:

ЭД — электродвигатель; $Ц\Pi$ — зубчатая цилиндрическая передача; $Ч\Pi$ — червячная передача; $\Pi1$ — $\Pi4$ — планетарные передачи; $ШB\Pi$ + PM — шариковинтовая передача с рычажным механизмом; $О\Pi\Pi$ — орбитально-планетарная передача; $B\Pi3$ — волновая передача зубчатая; $B\Pi TK$ — волновая передача с телами качения

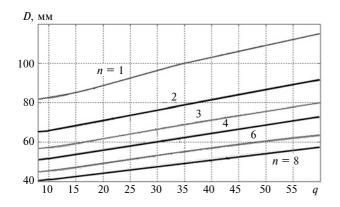


Рис. 4. Зависимости наружного диаметра ступени волновой передачи с телами качения от передаточного отношения q при разном числе n тел качения

Анализ показал, что при q < 10 целесообразно использовать редуктор с однопарными зубчатыми цилиндрическими парами или многопоточными планетарными передачами.

Суммарный объем двигателя и редуктора ($W_{\rm дв}+W_{\rm p}$) с зубчатыми передачами, относительный объем которых увеличивается с увеличением передаточного отношения, имеют оптимальные передаточные отношения, при которых этот объем минимален.

При q > 10 целесообразно использовать волновую передачу с телами качения или шариковинтовые передачи с рычажными механизмами. Их суммарный объем тем меньше, чем больше передаточное отношение редуктора.

Построение кинематической схемы с оптимизацией габаритного размера

Практика показала, что кроме минимизации массогабаритных параметров привода в каждой приводной системе в зависимости от ее назначения есть ограничения на определенный габаритный размер. В летательных аппаратах таким размером является наружный диаметр ИМ, обусловленный миделем крыла или фюзеляжа летательного аппарата. Для приводов регулируемой трубопроводной арматуры это диаметр или высота. Требуемый габаритный размер обеспечивается, как правило, увеличением других габаритных размеров.

Так как наибольшие габаритные размеры определяются звеньями, передающими наибольшую нагрузку, кинематическую схему привода строят следующим образом. Кинематическую схему механической передачи ИМ привода разбивают на ступени. Для выходной ступени определяют минимальный требуемый габаритный размер. Так, при использовании в выходной ступени волновой передачи с телами качения при заданном моменте $M_{\rm H}$ нагрузки определяют минимальный наружный диаметр передачи.

На рис. 4 приведена зависимость наружного диаметра ступени волновой передачи с телами качения от передаточного числа q при разных числах n тел качения [7]. Для заданного момента $M_{\rm H}$ нагрузки минимальный диаметр обеспечивает передаточное число ступени $q=9\div15$, причем чем больше тел качения, тем меньше наружный диаметр. Для реализации требуемой выходной скорости определяют передаточное число промежуточной ступени $q_{\rm пp}=q_{\Sigma}/q_{\rm Bыx}$, где q_{Σ} — общее передаточное число редуктора.

Так как промежуточная ступень передает уменьшенный момент $M_{\rm пp}=M_{\rm H}/q_{\rm вых}$, то наружные диаметры этой ступени и электродвигателя могут быть равны или меньше наружного диаметра выходной ступени. Так, в электромеханическом силовом мини-приводе, двигатель которого разработан холдингом "Технодинамика" и изготовлен в ОАО "Мичуринский завод "Прогресс", каждая ступень волновой передачи и электродвигатель являются отдельными блоками одного диаметра.

Конструкция ИМ привода для управления створками грузоотсека маневренного самолета [8] приведена на рис. 5. Блоки имеют петлеобразную форму, а входные звенья блоков выходной ступени соединены между собой и с блоком выходного звена промежуточной ступени общим синхронизирующим валом. Такое исполнение позволяет разместить блоки выходной ступени редуктора совместно или раздельно вдоль или параллельно оси створки грузоотсека.



Рис. 5. Электромеханический силовой мини-привод в блочном исполнении (размеры $680 \times \varnothing 60$ мм; максимальная угловая скорость 60 %; максимальный момент 2500 H·м; масса 10 кг; угол поворота ± 360 °)

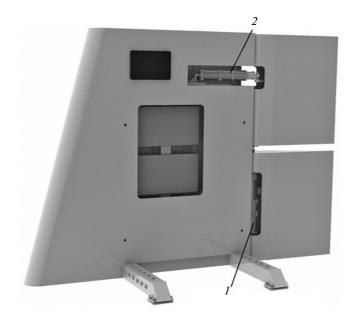


Рис. 6. Модель демонстратора руля направления с электромеханическими силовыми мини-приводами вращательного (1) и поступательного (2) действий

В качестве выходной ступени электромеханического привода можно использовать механическую передачу, преобразующую вращательное движение в поступательное. Для таких механизмов разрабо-

таны волновые передачи поступательного действия и передача винт-гайка с сепаратором [9, 10]. В этих передачах тела качения размещены в окнах сепаратора, а не в замкнутых дорожках с рециркуляцией тел качения, что исключает заклинивание передачи при истирании дорожек и тел качения, а также при снятии тела качения.

Высокий КПД редуктора и мультипликатора рассмотренных передач с телами качения вращательного и поступательного действий позволяет использовать их в приводных системах с резервированием и рекуперацией энергии.

На рис. 6 приведена модель демонстратора руля направления самолета с электромеханическими силовыми мини-приводами вращательного и поступательного действий (таблица).

Электродвигатели с блоком управления для данных приводов разработаны и изготовляются в ОАО "Политех", а блоки с механическими передачами — в ОАО "Металлпарк". Использование силового мини-привода с вращательным движением выходного звена и размещение его вдоль оси вращения руля позволяет освободить объемы в киле, занимаемые приводом поступательного действия.

Поиск оптимальных технических решений

Уменьшить массогабаритные параметры приводных систем можно объединением функций ИМ привода и функции опорного устройства управляющего объекта или (и) источника энергии. Данное конструктивное решение обеспечивает реализацию ИМ привода, не занимая специального объема.

Совмещение функций двигателя и редуктора стало возможным при создании ортогонально-планетарных и зубчатых волновых передач. Исполнительные механизмы с данными передачами называют планетарно-роторными (героторными) и волновыми пневмо-, гидро-, электродвигателями. Они позволили уменьшить массогабаритные параметры в 2 раза по сравнению с последовательным соединением двигателя и редуктора [7].

При разработке волновых передач с телами качения особое внимание уделялось следующему. Если использовать кинематическую схему с остановленным сепаратором (рис. 7), то жесткое колесо опирается на все тела качения, равномерно распо-

Технические характеристики приводов поступательного и вращательного действий

Привод	Габаритные размеры, мм	Максимальная скорость, мм/с (угловая, °/с)	Максимальное усилие, кН (момент, Н · м)	Масса, кг	Ход штока, мм	Угол поворота, градусы	
Поступательного действия	$580 \times 80 \times 80$	51	34	13,5	60		
Вращательного действия	$530 \times 80 \times 80$	43	2800	14	—	±360	

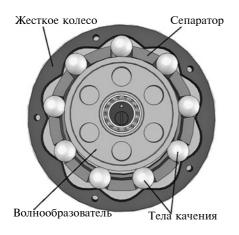


Рис. 7. Волновая передача с телами качения и наружным расположением жесткого колеса относительно волнообразователя

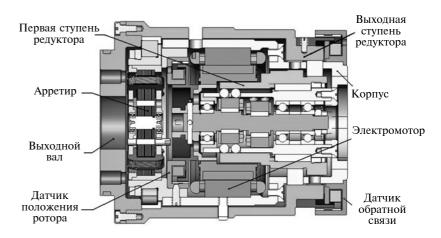


Рис. 8. Электромеханический силовой мини-привод

ложенные по периметру, и выполняет функцию наружной обоймы подшипника.

Для использования жесткого колеса и волнообразователя с функциями обойм радиального подшипника опорного устройства управляемого объекта получены зависимости для расчета формы профилей жесткого колеса и волнообразователя, которые обеспечивают безотрывное касание со всеми телами качения. Диаметры тел качения и их общее число рассчитывают из условия обеспечения требуемого момента. К функциям волновых пневмо-, гидро-, электродвигателей добавляется функция опорного устройства. Данное опорное устройство можно использовать и как опорное устройство выходного вала ИМ, и как часть опорного устройства управляемого объекта, обеспечивая движение в нужном направлении относительно неподвижного или подвижного основания.

Электрические, гидравлические и пневматические приводы с ИМ, совмещающие в себе функции двигателя, редуктора и опорного устройства, называют силовыми мини-приводами [11, 12].

На рис. 8 показан электромеханический рулевой мини-привод [12].

Рулевая поверхность расположена консольно, а опорное устройство из двух подшипников, расположенных на определенном расстоянии друг от друга, скомпоновано с бескорпусным бесколлекторным электродвигателем, двухступенчатой волновой передачей (выходная и промежуточная ступени), датчиком положения выходного звена, датчиком положения ротора бесколлекторного электродвигателя и арретирующим устройством. Жесткое колесо выходной ступени волновой передачи жестко соединено с выходным валом привода. Сепараторы обеих ступеней волновой передачи закреплены на корпусе привода.

В данной конструкции функцию одного подшипника опорного устройства выполняет выходная ступень волновой передачи и весь ИМ привода размещен в существующем опорном устройстве. Таким образом, ИМ привода выполняет все заданные функции, но при этом не занимает специального объема.

Можно ли построить приводную систему так, чтобы ее двигатель работал от первичного источника энергии, например от окружающей воздушной среды?

На рис. 9 приведена схема автономного привода, который состоит из блока управления, непосредственно управляющего и корректирующего работу привода; роторно-волнового двигателя, являющегося основным силовым элементом; шариковолновой передачи, выполняющей функции редуктора и опорного элемента; потенциометра, необходимого для коррекции работы автономного привода.

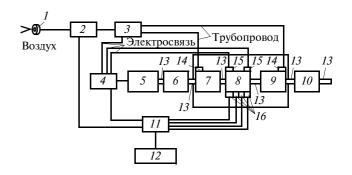


Рис. 9. Функциональная схема:

1— воздухозаборник; 2— регулятор давления; 3 и 11— ЭПК 1 и ЭПК 2; 4— блок управления; 5— потенциометр; 6, 10— шариковолновые редукторы; 7— отсек сжатия; 8— камера сгорания; 9— отсек расширения; 12— топливный бак; 13— вал; 14— клапаны; 15— свечи; 16— форсунки

На вход блока управления приходит сигнал управляющее напряжение. Суммируя его с сигналом обратной связи, приходящим от потенциометра, блок управления формирует сигнал, подаваемый на соответствующую комбинацию "клапан форсунки — инициирующая свеча". Сначала подается топливно-воздушная смесь и свеча, осуществляющая поджигание топливно-воздушной смеси, обеспечивает вращение выходного вала привода в одном направлении, другие форсунки и инициирующая свеча обеспечивают вращение выходного вала привода в противоположном направлении. Одновременно с подачей топливно-воздушной смеси в камеру сгорания и сигнала на соответствующую инициирующую свечу блок управления подает сигнал на клапан, который впускает воздух, поступающий через воздухозаборник, регулятор давления и электропневмоклапан в отсек сжатия.

Динамические характеристики электромеханических силовых мини-приводов

При разработке и исследовании электромеханических силовых мини-приводов получены математические модели волновых передач поступательного и вращательного действия, передачи винт-гайка с сепаратором, а также математические модели силовых мини-приводов. Разработаны расчеты основных конструктивных параметров, обеспечивающие требуемые динамические характеристики при заданном наружном диаметре. При создании конструкций волнообразователей в виде набора дисков, расположенных на эксцентриковых втулках с дополнительной степенью подвижности, достигается момент инерции привода, уменьшенный в 10 раз. При этом его динамические характеристики сопоставимы с динамическими характеристиками уже используемых электрогидроприводов.

На рис. 10 показаны АФЧХ силового мини-привода при нагрузке 11,45 кH и без нее.

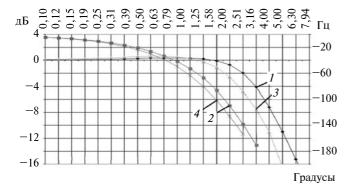


Рис. 10. АЧХ (1, 3) и ФЧХ (2, 4) силового мини-привода при нагрузке 11,450 кН (1, 2) и без нагрузки (3, 4)

Таким образом, определены основанные направления проектирования приводных систем с уменьшенными массогабаритными параметрами:

- 1) создание силовых мини-приводов с бескорпусными двигателями и редукторами на основе волновых передач с телами качения;
- 2) конструирование исполнительного механизма силового мини-привода совместно с опорным устройством управляемого объекта;
- 3) выделение выходной ступени редуктора и минимизация ее наружного диаметра;
- 4) блочное решение исполнительного механизма привода.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Самсонович С. Л.** Основы конструирования электрических, пневматических и гидравлических исполнительных механизмов приводов летательных аппаратов. М.: Изд-во МАИ, 2002. 144 с.
- 2. Электрический самолет: от идеи до реализации / А. В. Левин, И. И. Алексеев, С. А. Харитонов, Л. К. Ковалев. М.: Машиностроение, 2010. 288 с.
- 3. **Макаренко А. В., Прилинов А. В., Самохина К. Е.** Исследование энергомассовых характеристик первичных источников питания автономных приводов систем управления летательными объектами // Вестник МАИ, Т. 14. 2007. № 4. С. 3—12.
- 4. **Самсонович С. Л., Степанов В. С.** Энергетические характеристики силовых мини-приводов // Конф. "Технические и программные средства систем управления, контроля и измерения". 2010. Москва.
- 5. **Хрушев В. В.** Электрические машины систем автоматики. Л.: Энергоиздат, 1985, 318 с.
- 6. **Перспективы** и проблемы создания электромеханических силовых мини-приводов для нового поколения ЛА / А. В. Левин, С. Л. Самсонович, В. С. Степанов и др. // Авиационная промышленность. 2013. № 3. С. 8—18.
- 7. **Геращенко А. Н., Постников В. А., Самсонович С. Л.** Пневматические, гидравлические и электрические приводы ЛА на основе волновых ИМ. М.: Изд-во МАИ, 2010. 548 с.
- 8. Пат. 2519612 Рос. Федерации: Силовой минипривод петлеобразной формы.
- 9. **Самсонович С. Л., Борисов М. В.** О выборе конструктивных параметров электромеханического привода поступательного действия // Труды МАИ. № 62. С. 7—15.
- 10. Заявка 2012137639 Рос. Федерации: Электромеханический привод поступательного действия.
- 11. **Пат. 2281537 Рос. Федерации:** Силовой минипривод.
- 12. **Пат. 2321138 Рос. Федерации:** Силовой минипривод.
- 13. **Пат. 2314427 Рос. Федерации:** Автономный привод.

А. И. ПРОНИН, канд. техн. наук (Комсомольский-на-Амуре ГТУ), В. В. МЫЛЬНИКОВ, канд. техн. наук (Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет), Е. Б. ЩЕЛКУНОВ, С. В. ВИНОГРАДОВ, кандидаты технических наук (Комсомольский-на-Амуре ГТУ), e-mail: mrmylnikov@mail.ru

Применение ортогонального центрального композиционного планирования экспериментов для оптимизации точения закаленной стали 40X режущей керамикой

Рассматривается оптимизация токарной обработки закаленной стали 40X режущей керамикой на основе полного факторного эксперимента с ортогональным центральным композиционным планом. Приводится эмпирическая зависимость радиальной составляющей силы резания от скорости резания и подачи на оборот.

Ключевые слова: режущая керамика, закаленная сталь, резец, скорость резания, подача, сила резания, полный факторный эксперимент.

The optimization of turning processing of 40X quenched steel by cutting ceramics on the base of complete factorial experiment with orthogonal central composite design is considered. The empirical dependency of cutting force radial component from cutting speed and feed per revolution is presented.

Keywords: cutting ceramics, quenched steel, cutter, cutting speed, feed, cutting force, complete factorial experiment.

Основой новых технологий в машиностроении по-прежнему остаются процессы механической обработки: точение, шлифование, хонингование и др. Технологический процесс (ТП) в заданном интервале времени определяется режимом обработки. Высокие производительность и качество механической обработки деталей при минимальной себестоимости достигаются при условии, что технологический процесс, инструмент и режимы резания являются оптимальными. Под оптимальными режимами понимают сочетание факторов ТП, при которых повышается эффективность операций механической обработки.

Это особенно актуально при выполнении наиболее ответственных финишных операций (тонкое точение, шлифование, хонингование и др.), при разработке новых ТП и обработке новых, в частности труднообрабатываемых, материалов (закаленные, коррозионно-стойкие и жаропрочные стали, сплавы титана и др.). К финишным операциям можно отнести и твердое точение, которое выполняется на повышенных режимах обработки. Так, обработка закаленных сталей, имеющая признаки твердого точения, сопровождается выделением большого количества теплоты, переходящей в стружку, обусловленной пластификацией (разупрочнением) поверхностного слоя обрабатываемой заготовки и, как следствие, снижением силы резания в зоне обработки.

В работах [1, 2] экспериментальным путем определены режимы твердого точения, обеспечивающие длительную стойкость инструмента и параметр шероховатости, соответствующий шлифованию наружных цилиндрических поверхностей. Открытым остается вопрос о силе резания, соответствующей твердому точению закаленных сталей, и влиянии режимов обработки на составляющие силы резания.

В качестве параметра оптимизации твердого точения принимаем силу резания, в качестве факторов ТП — параметры режимов резания. Решение задачи оптимизации точения закаленной стали на практике затруднено недостатком информации об исследуемом процессе и большим числом факторов x_i , влияющих на параметры y_j оптимизации, что исключает теоретическое решение задачи оптимизации рассматриваемого ТП. Наиболее реально — экспериментальное решение задачи с использованием прогрессивных методов теории планирования многофакторных экспериментов (МФЭ) [3—5], позволяющих не только построить математические модели используемых ТП в виде уравнений:

$$y_i = f(x_1, x_2, ..., x_n),$$
 (1)

но и оптимизировать параметры y_j при проведении экспериментов.

Такие зависимости с высокой достоверностью описывают все пространство эксперимента благодаря учету совместного влияния параметров на результат. Но полиномиальные модели требуют подготовки и планирования эксперимента, а также обработки и анализа результатов на базе специального математического аппарата.

Цель данной работы — получить полиномиальную зависимость для резания металлов на примере токарной обработки закаленной стали 40X режущей керамикой и сравнить экспериментальные результаты с результатами математического анализа.

Для получения научных результатов были поставлены следующие задачи:

экспериментально или на основании литературных источников определить факторы, наиболее влияющие на динамические характеристики токарной обработки, и характер этого влияния;

составить план эксперимента для получения полиномиальной модели радиальной составляю-

щей F_y силы резания и анализа ТП обработки, выявить влияние каждого из факторов на параметр F_y и затем перейти к оптимизации.

Выбор факторов экспериментов

Особенностью экспериментального планирования механической обработки металлов являются технологические мероприятия, обеспечивающие близкие к постоянным условия обработки. Для достоверности полученных результатов при исследованиях динамических характеристик точения было предельно сокращено время контакта режущего лезвия пластины ВОК-60 с обрабатываемой поверхностью, чтобы износ, установленный в плане эксперимента, был, по возможности, постоянным. Для этого составляющие силы резания измеряли на одном диаметре заготовки, чтобы сохранить в зоне резания идентичные условия, которые позволяют максимально сократить число опытов и их продолжительность для определения радиальной составляющей силы резания.

Одной из возможностей сокращения числа опытов является углубленный анализ параметров обработки, вводимых в качестве факторов полного факторного эксперимента ($\Pi\Phi\Theta$). На силу резания при точении влияют параметры режима обработки (глубина t резания, мм; подача S_0 на оборот, мм/об; скорость v резания, м/мин), режущего инструмента (передний угол γ° ; главный угол ϕ° в плане; износ h_3 режущей кромки по задней поверхности, мм) и твердость НВ материала [6]. Из перечисленных параметров для оптимизации выбрали скорость v резания и подачу S_0 на оборот. Глубину t резания как фактор оптимизации не рассматривали, так как исследуемый процесс твердого точения выполняется на режимах, соответствующих финишной обработке, для которой глубина резания минимальна и постоянна. Геометрические параметры резца, установленные заводом-изготовителем, считаем заданными, т. е. постоянными. Износ по задней поверхности также принимаем постоянным.

Методика проведения экспериментов

Для проведения опытов разработали экспериментальную установку (рис. 1), в которую входят токарный станок 16К20Ф3С32, лабораторный стенд STD.201-2 для исследования динамических процессов при токарной обработке и ПЭВМ. Планирование второго порядка потребовало реализации промежуточных скоростей резания и подачи, зависящих от выбранных диапазонов их варьирования и типа плана, поэтому станок имел бесступенчатое регулирование скорости резания и подачи. Стенд предназначен для регистрации и обработки сигналов, поступающих от резца.

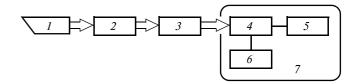


Рис. 1. Схема стенда для сбора и регистрации сигнала:

I — токарный резец; 2 — лабораторный стенд STD.201-2; 3 — измерительный преобразователь; 4 — центральный процессор; 5 — дисплей; 6 — накопитель на жестком диске; 7 — ПЭВМ

В качестве измерительного преобразователя использовали динамометры, определяющие нагрузки от осевой F_x , радиальной F_y и тангенциальной F_z составляющих силы резания. Динамические сигналы поступают от резца, оснащенного сменной пластиной. В качестве платы сбора данных использовали интерфейсный блок, который поступающие с комплекса датчиков STD.201-2 электрические сигналы преобразовывал в формат high-speed USB 2.0 и передавал на USB порт ПЭВМ.

Для экспериментов использовали проходные резцы с механическим креплением сменных многогранных пластин. Державки резцов сечением 20×20 использовали для крепления динамометра модели STD.201-2. Геометрические параметры резцов: $\gamma = -8^\circ$; $\alpha = 8^\circ$; $\lambda = 5^\circ$. Режущая часть инструмента — сменные многогранные пластины (СМП) из режущей керамики BOK-60 трехгранной формы класса U с длиной режущей кромки l = 16,5 мм, толщиной s = 4,76 мм, радиусом r = 0,8 мм (19 7612.0352.160408 ГОСТ 25003—81).

В экспериментах использовали заготовки диаметром 110 мм и длиной 350 мм из стали 40Х твердостью 40 *HRC* (ГОСТ 4543—71). Диапазон скоростей и подач для обработки стали 40Х был определен на основании результатов экспериментов, полученных ранее для твердой обработки [1, 2]. Эксперимент проводили в такой последовательности. Заготовку зажимали в трехкулачковом патроне станка 16К20Ф3С32 и поджимали задним центром. Резец закрепляли в резцедержателе на лабораторном стенде STD.201-2 для исследования силы резания. Обработку проводили при частотах вращения, обеспечивающих нормальные и высокие для данного материала скорости резания. Динамические сигналы, поступающие от резца к динамометрам, обрабатывались в интерфейсном блоке и преобразовывались в электрические сигналы, которые поступали в системный блок компьютера. На жесткий диск записывались числовые значения составляющих (F_x , F_y , F_z) силы резания.

Интерфейсный блок работал по программе STEND, позволяющей записывать электрический сигнал сразу по двум каналам (внешнему и внутреннему) с частотой дискретизации 25 000 отсчетов/с. Данные о сигнале отображались на мониторе в виде графиков нагрузок по осям *X*, *Y*, *Z*. Для каж-

дой кривой по оси абсцисс записывалось 2500 точек с интервалом 0,1 с. Шкала динамической нагрузки соответствовала оси ординат.

Полученный результат с помощью программы STEND сохраняли в Excel-файле, заменяя графическое изображение численными данными. В Excelфайле в шести колонках выводился временной диапазон — от начала (момент врезания резца в заготовку) и до конца обработки, и соответствующие ему средние значения составляющих силы резания. Для проверки достоверности результатов эксперимент повторяли 3 раза. В Excel-файл выводилось более 10 000 значений для каждой составляющей силы резания. В данном случае имеет место закон больших чисел, согласно которому эмпирическое среднее достаточно большой конечной выборки из фиксированного распределения близко к теоретическому среднему этого распределения [7]. Следовательно, если значение составляющей силы резания изменить, то это не повлияет на общее среднее значение. Поэтому все значения разбили на пять участков, по которым определяли средние значения составляющих силы резания. Строили зависимости радиальной составляющей силы резания от скорости резания и подачи.

Результаты экспериментов

Результаты экспериментальных исследований, проведенных для анализа влияния скорости резания и подачи на оборот как потенциальных факторов полиномиальной зависимости приведены на рис. 2 и 3.

На рис. 2 приведены зависимости радиальной составляющей F_y резания от подачи S_0 , которые близки к линейным и монотонно возрастают. При изменении подачи от 0,07 до 0,28 мм/об радиальная составляющая силы резания возрастает в 1,2 раза.

Зависимости радиальной составляющей силы резания от скорости резания не монотонны в диапазоне допустимых значений аргумента (см. рис. 3), а имеют минимум, положение которого определя-

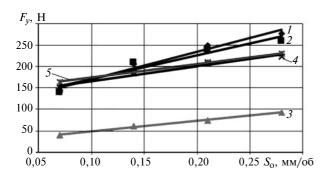


Рис. 2. Зависимости радиальной составляющей F_y силы резания от подачи S_0 при скорости резания $v=270\ (1),\ 330\ (2),\ 390\ (3),\ 450\ (4)$ и 510 м/мин (5):

$$t = 0.2$$
 mm; $HRC 40$; $\gamma = -8^{\circ}$; $\varphi = 45^{\circ}$; $h_3 = 0$

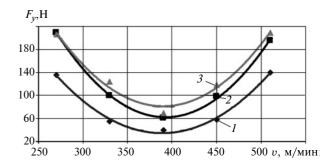


Рис. 3. Зависимости радиальной составляющей F_y силы резания от скорости v резания при подаче $S_0=0.07$ (1), 0,14 (2) и 0,21 мм/об (3):

$$t = 0.2 \text{ mm}$$
; $HRC 40$; $\gamma = -8^{\circ}$; $\varphi = 45^{\circ}$; $h_3 = 0$

ется сочетанием обрабатываемого и инструментального материалов и параметрами обработки.

В экспериментальных исследованиях твердость закаленных заготовок в партии была принята одинаковой с некоторым отклонением от математического ожидания.

Результаты исследований показали, что подача S_0 на оборот и скорость v резания как факторы удовлетворяют всем требованиям ПФЭ, причем при назначении скорости резания следует учитывать нелинейный характер ее влияния на объект исследования.

Составление плана эксперимента

Число N опытов в $\Pi\Phi \mathfrak{I}$ определяется числом сочетаний всех уровней факторов, т. е. N=mn, где m — число уровней каждого фактора; n — число факторов. Полный факторный план позволяет получить линейное описание зависимости выходной величины от каждого из варьируемых факторов (табл. 1).

При детальном изучении большинства процессов механической обработки резанием такое представление оказывается слишком грубым. В этом случае необходимо обратиться к экспериментальным планам второго порядка, которые применяют, если проверка адекватности линейной модели дала отрицательный результат, т. е. рассматриваемое явление не может быть с удовлетворительной точностью описано полиномом первого порядка.

Для описания поверхности отклика со значительной кривизной (выпуклые, вогнутые и седлообразные) обычно используют полиномы второго порядка вида:

$$Y = b_0 + \sum_{i=1}^{n} b_i x_i + \sum_{i=1}^{n} b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^{n} b_{ii} x_i^2,$$
 (1)

где b_0 — свободный коэффициент; b_i — линейный коэффициент регрессии; b_{ij} — коэффициент регрессии при парных взаимодействиях факторов; x_i , x_j — факторы.

Для оценки всех коэффициентов такой модели необходим план, в котором каждый фактор варьируется не менее чем на трех уровнях.

Композиционные планы позволяют использовать полученные ранее результаты $\Pi\Phi \ni$ и достроить план, т. е. добавить к имеющимся точкам плана ($\Pi\Phi \ni$ при n < 5) дополнительные точки, симметрично расположенные относительно его центра. Такие планы называют центральными композиционными (ЦКП).

Матрица ЦКП для ПФЭ 2^2 , т. е. при N = m, $n = 2 \times 2$, приведена в табл. 2, а графическое изображение плана — на рис. 4. Точки, соответствующие выполненному ранее ПФЭ 2^2 , называются яд-

Таблица 1 Уровни и интервалы варьирования факторов

Vрории и интерропи	Значение фактора				
Уровни и интервалы	$x_1 = v, \text{ M/MUH}$	$x_2 = S_0$, мм/об			
Основной уровень Интервал варьирования Верхний уровень (+) Нижний уровень (-)	390 120 450 330	0,14 0,07 0,21 0,07			

Tаблица 2 Матрица центрального композиционного плана для n=2

Место на плане	Номер опыта	x_0	x_1	x_2	x_1x_2	x_{1}^{2}	x_{2}^{2}	у
Ядро плана ПФЭ 2 ²	1 2 3	+ + +	- + -	+	+	+ + +	+ + +	y_1 y_2
ПФЭ 2	4	+	+	+	+	+	+	<i>y</i> ₃ <i>y</i> ₄
Звездные точки	5 6 7	+ + + +	$-\alpha$ + 0	0 0	0 0 0	$\begin{array}{c} \alpha^2 \\ \alpha^2 \\ 0 \end{array}$	0 0 α^2	y ₅ y ₆ y ₇
	8	+	0	$-\alpha$ + α	0	0	α^2	y_8
Центр плана	9	+	0	0	0	0	0	<i>y</i> 9

 Таблица 3

 Ортогональный центральный композиционный план

Место на плане	Но- мер опыта	x_0	x_1	x_2	x_1x_2	$x_1^* $ $(x_1^2 - \beta)$	x_2^* $(x_2^2 - \beta)$	у
Ядро плана ПФЭ 2 ²	1 2 3 4	+ + + + +	- + - +	- + +	+ - + +	$1 - \beta$ $1 - \beta$ $1 - \beta$ $1 - \beta$	1- β 1- β 1- β 1- β	y ₁ y ₂ y ₃ y ₄
Звездные точки	5 6 7 8	+ + + +	$-\alpha$ $+\alpha$ 0 0	0 0 -α +α	0 0 0 0	$ \alpha^{2} - \beta \\ \alpha^{2} - \beta \\ -\beta \\ -\beta $	$ \begin{array}{c} -\beta \\ -\beta \\ \alpha^2 - \beta \\ \alpha^2 - \beta \end{array} $	y ₅ y ₆ y ₇ y ₈
Центр плана	9	+	0	0	0	-β	-β	<i>y</i> 9

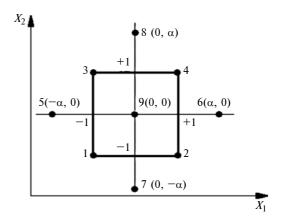


Рис. 4. Схема ЦКП второго порядка для двух факторов

ром плана. Точки, добавленные к ядру согласно ЦКП, называются "звездными" и располагаются на определенном расстоянии α от центра плана. К плану эксперимента добавляется точка в центре плана. Общее число опытов при ЦКП равно девяти.

Эксперименты с использованием ПФЭ 2^2 показали, что линейная модель неадекватно описывает результаты исследования твердого точения и, следовательно, необходим переход к планированию второго порядка. В данном случае применим ортогональный центральный композиционный план (ОЦКП), позволяющий использовать результаты ПФЭ 2^2 . Ортогональность — важнейшее свойство матрицы, которое позволяет оценить все коэффициенты уравнения регрессии независимо друг от друга, т. е. значение любого коэффициента не зависит от значений других коэффициентов. Если какой-либо коэффициент оказывается незначимым, его можно отбросить, не пересчитывая остальные.

Для реализации ОЦКП провели дополнительные опыты с теми же переменными факторами, повторив каждый опыт 3 раза. Дополнительные значения переменных факторов: $-\alpha$, 0, $+\alpha$ (см. табл. 2) определяли, проведя дополнительные опыты согласно описанной выше методике. Для обработки результатов экспериментов матрицу планирования ОЦКП (см. табл. 2) необходимо преобразовать путем подстановки в нее значений $\alpha = 1$ и $\beta = 0,6667$ (табл. 3).

Результаты измерения радиальной составляющей силы резания при разных сочетаниях факторов обработки приведены в табл. 4.

Результаты эксперимента

В табл. 5 приведены результаты опытов по применению ОЦКП после их статистической обработки. Для каждого опыта, т. е. строки в плане эксперимента, определяли: среднюю тангенциальную составляющую $F_{z\, {\rm cp}}$ силы резания, дисперсию S_j^2 и среднее квадратичное отклонение S. С помощью

G-критерия Кохрена при 5 %-й значимости принята гипотеза однородности дисперсий, на основании чего определены коэффициенты регрессии в уравнении (1). Все расчеты выполнены по рекомендациям работ [3, 4]. Далее по критерию Стьюдента при 5 %-й значимости определяли незначащие коэффициенты b_1 и b_{12} . В результате получили модель:

$$y = 10,49x_1^2 + 19,8x_2 + 61,7.$$
 (2)

На основании F-критерия Фишера для адекватности при 5 %-й значимости принята гипотеза адекватности полученной модели (2).

Анализ результатов эксперимента

Полученная адекватная математическая модель имеет вид полинома второй степени. Переведем модель с математического языка на язык экспериментатора, т. е. осуществим интерпретацию модели. Наибольшее влияние на силу F резания оказывает подача S_0 на оборот, затем скорость v резания. Аналогично можно проанализировать влияние и

Таблица 4 Результаты эксперимента

Номер	Значение	е фактора	Среднее значение выходной величины		
опыта	$x_1 = v,$ $x_2 = S_0,$ м/мин мм/об		$y = F_y$, H		
1	330	0,07	55		
2	450	0,07	58		
3	330	0,21	84		
4	450	0,21	86		
5	330	0,14	74		
6	450	0,14	76		
7	390	0,07	40		
8	390	0,21	93		
9	390	0,14	61		

 $\it Taблица~5$ ОЦКП с результатами опытов и статистической обработки

Но- мер опы- та	υ, м/мин	<i>S</i> _o , мм/об	F _{z cp} ,	S_j^2	S	G-кри- терий Кохрена	F-критерий Фи- шера для адекват- ности
1 2 3 4 5 6 7	330 450 330 450 330 450 390	0,07 0,07 0,21 0,21 0,14 0,14 0,07	55 58 84 86 74 76 40	4 1 4 1 7 3 3	2,0 1,0 2,0 1,0 2,6 1,7 1,7	0,23/0,48	2,63/3,16
8 9	390 390	0,21 0,14	93 61	7 1	2,6 1,0		

 Π р и м е ч а н и е. В знаменателе приведены табличные значения критериев.

других пар факторов, однако при этом бывает трудно теоретически объяснить их физическое взаимодействие. Коэффициенты регрессии при квадратичных членах математической модели показывают степень нелинейности влияния данного фактора (степень кривизны) на выходную величину.

Далее от нормализованных значений факторов перейдем к уравнениям для натуральных переменных. Для этого определим середину диапазона варьирования фактора x_i , который назовем основным уровнем и обозначим

$$x_{0i} = (x_{1\min} + x_{i\max})/2.$$
 (3)

Определим разность Δ_i интервала варьирования фактора x_i :

$$\Delta_i = x_{i \text{max}} - x_{0i} = x_{0i} - x_{i \text{min}}. \tag{4}$$

Соотношение между натуральным значением x_i переменного фактора и его нормализованным значением X_i выражается зависимостью:

$$x_i = (X_i - x_{0i})/\Delta_i. (5)$$

Далее, пользуясь формулами (3)—(5) перехода, уравнение (2) регрессии выразим в натуральных переменных. Зависимости, связывающие нормализованные и натуральные значения переменных факторов в нашем случае имеют вид:

$$x_1 = (v - 390)/60;$$

 $x_2 = (S - 0.14)/0.07.$

Подставив данные значения в уравнение регрессии (3), получим:

$$F_y = 61.7 + 19.8 \frac{(S - 0.14)}{0.07} + 10.49 \frac{(v - 390)^2}{60}$$
. (6)

После преобразования получим:

$$F_y = 0.003v^2 - 2.27v + 282.9S + 465.38.$$

Видно, что коэффициенты регрессии изменились. При этом пропадает возможность интерпретации влияния факторов по величинам и знакам коэффициентов регрессии. Уравнение (6) регрессии позволяет определить выходную величину для любой точки внутри области варьирования факторов и с его помощью построить зависимости выходной величины от любых одного или двух факторов при фиксированных значениях третьего фактора (рис. 5). Поверхность отклика имеет явную кривизну, что подтверждает правильность выбора уравнения регрессии второго порядка, а характер изменения выходной величины в зависимости от переменных факторов соответствует представлению теории резания для твердого точения. Виден явный минимум радиальной составляющей F_v си-

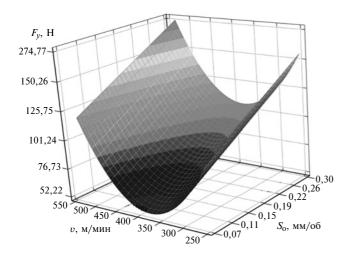


Рис. 5. Совместное влияние скорости v резания и подачи S_0 на радиальную составляющую F_y силы резания при точении закаленной стали $40\mathrm{X}$

лы резания от скорости v резания и подачи $S_{\rm o}$. Полученную математическую модель можно использовать для оптимизации исследуемого процесса и управления им с помощью ЭВМ.

Выводы

Точение закаленной стали 40X показало, что введение подачи S_0 и скорости v резания в качестве факторов удовлетворяет всем требованиям $\Pi\Phi\Theta$. При назначении скорости резания следует учитывать нелинейный характер ее влияния на объект исследования. В полученной экспериментальной зависимости отражены линейные и квадратичные

эффекты влияния параметров обработки на результат.

Зависимость позволяет определить скорость резания и подачу на оборот, при которых радиальная составляющая силы резания будет минимальной.

Установлено, что для стали 40X (40~HRC) существуют скорости резания ($370 \div 410~\text{м/мин}$), при которых все составляющие силы резания имеют минимальную величину.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Определение** оптимальной скорости резания твердого точения с использованием сигналов акустической эмиссии / А. И. Пронин, В. В. Мыльников, Е. А. Чернышов, Д. И. Шетулов // Контроль. Диагностика. 2014. № 4. С. 40—44.
- 2. **Пронин А. И., Мыльников В. В., Чернышов Е. А.** Причины низкой работоспособности пластин из режущей керамики при твердом точении // Материаловедение. 2014. № 5. С. 13—15.
- 3. Спиридонов А. А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов. М.: Машиностроение, 1981. 184 с.
- 4. **Научные** исследования в технологии машиностроения: учебное пособие / В. А. Ванин, В. Г. Однолько, С. И. Пестрецов и др. Тамбов: Изд-во Тамбовского ГТУ, 2009. 232 с.
- 5. **Нечаев К. Н.** Повышение эффективности процессов обработки металлов на основе методов теории планирования многофакторных экспериментов // Металлообработка. 2003. \mathbb{N} 1 (13). С. 2—5.
- 6. Грановский Г. И., Грановский В. Г. Резание металлов: учебник для машиностроительных и приборостроительных специальностей вузов. М.: Высшая школа, 1985. 304 с
- 7. **Кремер Н. III.** Теория вероятностей и математическая статистика. М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2009. 552 с.

УДК 621.791:621.891:621.785.5

В. А. КОРОТКОВ, д-р техн. наук (Нижнетагильский технологический институт — филиал УрФУ), e-mail: vk@udgz.ru

Влияние термической обработки на износостойкость сталей 45 и 40Х

На примере пары трения диск—колодка показано, что использование углеродистой нормализованной стали 45 с плазменной закалкой вместо улучшенной конструкционной стали 40X не только уменьшает износ деталей и затраты на материалы, но и сокращает технологический процесс.

Ключевые слова: термическая обработка, плазменная закалка, износостойкость.

On the example of disk-block friction pair it is shown, that application of carbon normalized 45 steel with plasma quenching instead of improved structural 40X steel not only decreases wear of parts and material costs, but also reduces manufacturing process.

Keywords: heat treatment, plasma quenching, wear resistance.

Необходимую жесткость деталей часто обеспечивают относительно большими размерами поперечных сечений, напряжения от рабочих нагрузок в которых не достигают высоких значений. Поэтому многие детали машин по условию прочности при статических нагрузках можно было бы изготовлять из недорогих углеродистых сталей 20, 30 и 40 твердостью 140÷190 НВ в нормализованном (горячекатаном) состоянии. Но в местах контактов деталей, имеющих небольшую площадь, напряжения могут превышать допустимые. Для предотвращения смятия места контактов подвергают локальному упрочнению закалкой с нагревом ТВЧ, цементацией, азотированием, наплавкой и др., но чаще используют легированные стали 30ХГСА, 38ХС,

40Х в нормализованном (200÷240 *НВ*) или улучшенном (объемная закалка и высокий отпуск) состоянии (260÷360 *НВ*). При этом повышаются затраты на материалы, а поверхностная твердость снижается по сравнению с твердостью, достигаемой поверхностным упрочнением (500÷600 *НВ*). Кроме предупреждения пластического деформирования контактных поверхностей поверхностное упрочнение способствует переходу быстрого изнашивания схватыванием в медленное изнашивание диспергированием, что используют для повышения мощности и быстродействия механизмов [1, 2].

В последние два десятилетия в качестве средства упрочнения исследуют плазменную закалку [3—5], которую можно применять как финишную операцию. В этом случае одновременно с повышением твердости снижается себестоимость изготовления. Кроме того, возможность выполнять закалку без водяного охлаждения позволяет применять ее на механических и сборочных участках, а не только в специализированных термических цехах [6].

Цель настоящей работы — исследовать износостойкость широко применяемой конструкционной стали 40X в состояниях нормализации, улучшения, плазменной закалки и сопоставить ее с износостойкостью аналогичной по прочности, но менее дорогой углеродистой стали 45.

На установке УДГЗ-200 [7] осуществляли плазменную закалку образцов-дисков для испытаний на машине трения и образца-пластины для исследования микроструктуры закаленного слоя. Закалку выполняли перемещением плазменной дуги по поверхности детали. Необходимая скорость охлаждения обеспечивается, как правило, отводом теплоты в тело детали, но в данном случае из-за небольших размеров образцов использовали охлаждение водой.

Испытания на трение проводили без смазывания на машине МИ-1М по схеме "диск—колодка" при частоте вращения диска (∅40×10 мм) — 425 мин^{−1}. Во всех парах трения использовали колодку из нормализованной стали 45 и диски из сталей 45 и 40Х в нормализованном и улучшенном состояниях и с плазменной закалкой. Нормализацию и улучшение проводили по типовым режимам [8]. Отсутствие смазочного и антифрикционного материалов исключало модифицирование трением и позволяло оценить влияние методов упрочнения на износостойкость в чистом виде. Твердость поверхности образцов измеряли с помощью переносного прибора МЕТ-УД с ультразвуковым индентером.

Провели пять этапов испытаний по 5 мин, в том числе четыре этапа с нагрузкой 200 Н и пятый этап с нагрузкой 300 Н. Первый этап характеризует приработку пар трения; второй—четвертый этапы — установившееся изнашивание; пятый этап — способность пары трения выдерживать перегрузку.

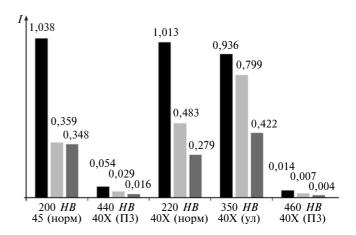


Рис. 1. Результаты испытаний на износ I дисков из сталей 45 и 40X с термической обработкой нормализацией (норм), улучшением (ул) и плазменной закалкой (Π 3) при разной твердости HB:

■ — первый этап;
 □ — второй—четвертый этапы;
 ■ — пятый этап

После каждого этапа определяли износ образцов взвешиванием на электронных весах Shimadzu AX200. Для каждого сочетания материалов испытывали по три пары образцов; анализ проводили по средним значениям, в том числе использовали средние значения второго—четвертого этапов для оценки износа при установившемся изнашивании.

Для исследования распределения микротвердости закаленного слоя на приборе ПМТ-3М из образца-пластины (сталь 45) вырезали темплет, в поперечном сечении которого готовили шлиф. Микроструктура получена с помощью программного обеспечения Tixomet на микроскопе Zeis Observer.D1m.

Износ дисков на разных этапах испытаний представлен на рис. 1. Несмотря на повышение твердости с 220 НВ (в нормализованном состоянии) до 350 НВ дисков из стали 40Х в результате улучшения их износ не только не снизился, но на этапах установившегося изнашивания увеличился в ≈1,6 раза, а на этапе перегрузки — в ≈1,5 раза. При этом разность износа между этапом приработки и этапами установившегося изнашивания существенно уменьшилась при незначительном (на $\approx 10 \%$) снижении износа на первом этапе, что позволяет говорить об ухудшении прирабатываемости дисков в результате улучшения. Износ сопряженных с дисками колодок после улучшения дисков снизился меньше, чем увеличился износ дисков (рис. 2): на $\approx 20 \%$ — на первом этапе, на \approx 5 % — на втором—четвертом этапах и на \approx 9 % на последнем этапе.

Приведенные результаты показывают, что улучшение не является эффективным средством повышения износостойкости стали 40X, более того, оно приводит к ускоренному изнашиванию упрочненной детали.

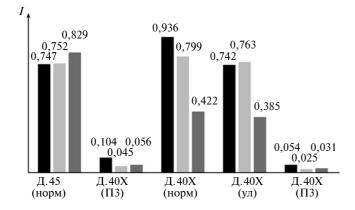


Рис. 2. Результаты испытаний на износ I колодок в парах с дисками (Д) из сталей 45 и 40X с термической обработкой нормализацией (норм), улучшением (ул) и плазменной закалкой (ПЗ):

■ — первый этап;
 □ — второй—четвертый этапы;
 ■ — пятый этап

Износ дисков из нормализованной стали 45 незначительно отличается от износа дисков из нормализованной стали 40X: на ≈ 2 % — на первом этапе, на 26 % — на втором—четвертом этапах и на 25 % — на пятом этапе. Колодки в этих парах трения, за исключением пятого этапа, имели меньший износ, чем в парах с нормализованными дисками из стали 40X. Таким образом, по износостойкости сталь 40X в нормализованном и улучшенном состояниях не имеет преимущества перед более экономичной нормализованной сталью 45.

Износ дисков из стали 40Х с плазменной закалкой меньше износа дисков из этой же нормализованной стали примерно в 72 раза на первом этапе, в 69 раз на втором—четвертом этапах и в 70 раз на пятом этапе. Износ дисков из стали 45 с плазменной закалкой на всех этапах испытаний был примерно в 4 раза больше износа дисков из стали 40Х с плазменной закалкой, износ которых по сравнению с дисками из нормализованной стали 45 был больше примерно в 19 раз на первом этапе, в 12 раз на втором—четвертом этапах и в 22 раза на пятом этапе. Износ дисков из стали 45 с плазменной закалкой был меньше износа дисков из улучшенной стали 40Х в 17,3; 27,6 и 26,4 раза соответственно на первом, втором-четвертом и пятом этапах. При этом сталь 45 дешевле стали 40X, а плазменная закалка менее трудоемка, чем улучшение, и втрое сокращает операционную логистику технологического процесса.

Улучшение:

- 1. Нормализация поковки.
- 2. Транспортировка с термического участка на механический участок.
 - 3. Черновая обработка.
- 4. Транспортировка с механического участка на термический участок.
 - 5. Объемная закалка с отпуском.

- 6. Транспортировка с термического участка на механический участок.
 - 7. Чистовая обработка.

Плазменная закалка:

- 1. Нормализация поковки.
- 2. Транспортировка с термического участка на механический участок.
 - 3. Черновая и чистовая обработка.
 - 4. Чистовая обработка.
 - 5. Плазменная закалка.

Также многократно уменьшился износ колодок. Например, на втором—четвертом этапах износ колодок в парах с дисками из стали 45 с плазменной закалкой был в \approx 17 раз меньше износа колодок в парах с дисками из нормализованной стали 45, но в \approx 1,8 раза больше чем в парах с дисками из стали 40X с плазменной закалкой. Испытания с увеличенной в 1,5 раза нагрузкой показали, что на пятом этапе износ дисков всегда в той или иной мере снижался, а износ колодок — увеличивался.

На рис. З показана микроструктура закаленного слоя стали 45. Видно, что ферритно-перлитная структура исходного нормализованного металла с приближением к поверхности постепенно переходит в закаленную структуру. В нижней части закаленного слоя видны контуры зерен первичной структуры, что свидетельствует о неполной перекристаллизации в силу меньших температур нагрева. По этой же причине здесь микротвердость меньше, чем в непосредственной близости от поверхности.

Из сопоставления микротвердости вблизи поверхности ($\approx 800~HV$) образца-пластины (рис. 4) с

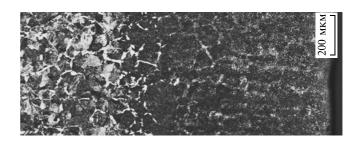


Рис. 3. Микроструктура стали 45 с плазменной закалкой: незакаленный основной металл (слева) переходит в закаленный (споава)

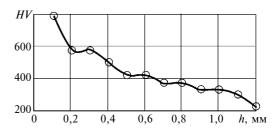


Рис. 4. Распределение микротвердости HV закаленного слоя на расстоянии h от поверхности

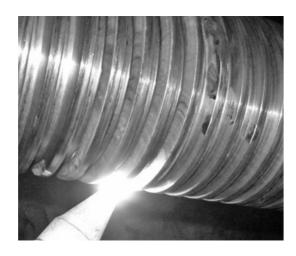


Рис. 5. Плазменная закалка трапецеидальной резьбы

твердостью поверхности образцов-дисков (440 *HB* или 460 *HV*) (см. рис. 1) видно, что в последнем случае она меньше. Это объясняется тем, что скорость охлаждения торцевой поверхности образцов-дисков из-за меньшей площади теплоотвода ниже скорости охлаждения поверхности пластины. При этом твердость образцов-дисков из стали 40X (460 *HB*) выше, чем из стали 45 (440 *HB*) благодаря большей устойчивости переохлажденного аустенита легированной стали 40X. Учитывая, что испытания на трение успешно прошел слой с неполной плазменной закалкой, можно предположить, что полная плазменная закалка способна обеспечить большую износостойкость.

Пример. В винтовых парах скорость скольжения в резьбе многократно превышает скорость осевого перемещения, при этом возможны большие силовые нагрузки, как например, в прессах 4КФ-200 для производства огнеупорных изделий. Упрочнение винтов затрудняют возникающие деформации, поэтому винты изготовляют из нормализованных или улучшенных сталей. Увеличение их ресурса достигают конструкторскими решениями, например, изготовляют гайку из стали и в смазочный материал добавляют компоненты, способствующие эффекту безызносности [9].

Полученное в настоящей работе существенное снижение износа сталей $40\mathrm{X}$ и 45 в результате их упрочнения плазменной закалкой позволило провести эксперимент по плазменной закалке трапецеидальной резьбы (длина L=2,1 м) с наружным диаметром 140 мм двух ходовых винтов (сталь $40\mathrm{X}$, масса 410 кг, длина L=3,6 м) испытательного стенда трубопроводной арматуры. В ходе закалки винты вращали с постоянной скоростью, а закалочную горелку установки УДГЗ-200 [8] перемещали вручную соответственно шагу винта (рис. 5). За три прохода плазменной дуги на торцевую поверхность витка и обе боковые поверхности нанес-

ли по одной закаленной полосе. Качество нанесенных полос контролировали с помощью переносных приборов: твердомера УЗИТ-3, профилометра ТR110, шагомера БВ-5070. В результате закалки твердость поверхности повысилась со $180 \div 220~HB$ до $45 \div 55~HRC$; параметр шероховатости остался на уровне $Ra = 1,4 \div 1,5~$ мкм, не изменился и шаг резьбы — 16~мм.

Исследования показали, что распространенное упрочнение стали 40X закалкой с высоким отпуском (улучшение) несмотря на повышение твердости с 220 до 350 HB в условиях эксперимента сопровождалось увеличением износа в $\approx 1,5$ раза. При этом износостойкости экономичной углеродистой нормализованной стали 45 и стали 40X примерно одинаковы. Плазменная закалка уменьшила износ стали 40X в ≈ 70 раз и более чем в 10 раз — стали 45, при пропорциональном снижении износа сопрягаемых колодок. Углеродистая сталь 45 с плазменной закалкой по сравнению с улучшенной сталью 40X изнашивается примерно в 20 раз меньше.

Таким образом, если не ставится задача повышения общей прочности деталей, то для увеличения износостойкости контактных поверхностей лучше использовать экономичную углеродистую сталь 45 с плазменной закалкой вместо более дорогой улучшенной стали 40Х. При этом логистика технологического процесса сокращается в 3 раза.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Орлов П. И.** Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. Кн. 1 / Под ред. П. Н. Учаева. М.: Машиностроение, 1988. 560 с.
- 2. Гаркунов Д. Н. Триботехника (пособие для конструктора). М.: Машиностроение, 1999. 336 с.
- 3. **Сафонов Е. Н., Журавлев В. И.** Поверхностное упрочнение железоуглеродистых сплавов дуговой закалкой // Сварочное производство. 1997. № 10. С. 30—32.
- 4. **Коротков В. А.** Плазменная закалка зубчатых и шлицевых соединений // Вестник машиностроения. 2009. № 8. С. 87—89.
- 5. **Effects** of thermal plasma jet heat flux characteristics on surface hardening / Yong Xiang, Deping Yu, Qingtao Li, et al. // Journal of Materials Processing Technology. December 2015. V. 226. P. 238—246.
- 6. **Коротков В. А., Ананьев С. П., Шекуров А. В.** Исследование влияния скорости охлаждения на структуру и механические свойства при плазменной закалке // Сварочное производство. 2013. № 2. С. 26—29.
- 7. **Коротков В. А.** Оборудование для поверхностной закалки // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2012. № 11. С. 43—45.
- 8. **Справочник** сталей и сплавов / Под общ. ред. А. С. Зубченко. М.: Машиностроение, 2003. 784 с.
- 9. **Киселев Б. Р., Илларионов А. А., Белов В. В.** Модернизация дифференциальной винтовой передачи // Ремонт, восстановление, модернизация. 2014. № 11. С. 25—28.

В. И. САРБАЕВ, д-р техн. наук (МАМИ), Ю. В. ГАРМАШ, канд. техн. наук, Л. Г. БЛИННИКОВА (Рязанское высшее воздушно-десантное командное училище им. генерала армии В. Ф. Маргелова), e-mail: visarbaev@gmail.com

Рекуперативный амортизатор

Предложено устройство, позволяющее использовать часть энергии амортизатора-генератора для подзарядки аккумуляторной батареи автомобиля. Устройство основано на создании ЭДС в катушке индуктивности, намотанной на каркас, ось которого совпадает с осью поршня.

Ключевые слова: амортизатор, рекуперация, магнитное поле, катушка индуктивности, импульсный преобразователь, электрическая энергия.

The device, which allows to use part of absorber-generator energy for recharging of automobile accumulator battery, is suggested. The device is based on EMF generation in an inductance coil wound around a frame, the axis of which is align with a piston axis.

Keywords: absorber, recuperation, magnetic field, inductance coil, pulse converter, electric energy.

Автомобиль и его подвеска представляют сложную колебательную систему, состоящую из деталей и агрегатов, соединенных упругими устройствами и амортизаторами — гасителями колебаний. Кроме выполнения основной функции — обеспечения безопасного и комфортного движения автомобиля, амортизаторы с учетом подрессоренной массы и жесткости упругих элементов подвески должны обеспечивать оптимальное соотношение силы сопротивления при сжатии и силы растяжения его рабочего элемента (далее отбоя) в заданном режиме движения, предотвращая отрыв колес от дороги и гася колебания кузова. Таким образом, выбор оптимальных параметров затухания колебаний автомобиля основан на компромиссе между наилучшей плавностью хода и максимальной устойчивостью.

В подвесках современных автомобилей используют в основном гидравлические амортизаторы, которые гасят колебания путем преобразования механической энергии в тепловую энергию за счет внутреннего трения жидкости. При движении автотранспортного средства даже по достаточно качественному дорожному покрытию часть энергии топлива при работе амортизатора преобразуется в тепловую энергию и рассеивается в окружающей среде.

В настоящее время используют рекуперативные тормозные системы, которые сохраняют энергию, расходуемую на торможение. Другой способ восстановления энергии, который находится на стадии исследований, — использование рекуперативной подвесной системы. Новая технология позволяет восстанавливать потери энергии колебаний, обусловленные неровностями дороги, торможе-

нием и ускорением машины. Подобные, активно разрабатываемые системы позволяют экономить $2\div10~\%$ топлива [1], принцип их действия основан на поглощении кинетической энергии вибрации между колесом и подрессоренной массой и преобразованием ее в электрическую энергию. Данная технология позволяет повысить эффективность использования топлива и уменьшить загрязнение окружающей среды.

Только $10 \div 16$ % энергии топлива затрачивается на движение, остальное — на преодоление сопротивления воздуха и трение с дорожным покрытием. При использовании рекуперативных тормозных систем, например, с магнитными амортизаторами [1—3] при эксплуатации автомобиля на автострадах запасы энергии повышаются на 2 %, на дорогах с ухабами — до 10 %. Однако до сих пор не разработана электрическая схема оптимизации преобразования энергии. Это явилось задачей данной работы.

Параметры колебательной системы автомобиля зависят от подрессоренных и неподрессоренных масс, жесткостей передней и задней подвесок, шин и амортизаторов (коэффициент k сопротивления). Интенсивность затухания колебаний определяется коэффициентом апериодичности $\psi = h/\omega$, где h — коэффициент сопротивления подвески. При h = k/2m и $\omega = \sqrt{c/m}$ коэффициент $\psi = k/2\sqrt{mc}$, откуда определим $k = 2\psi\sqrt{cm}$ [4]. Здесь ω — угловая частота колебаний подвески, c^{-1} ; c — жесткость упругого элемента подвески, H/m; m — подрессоренная масса, приходящаяся на один амортизатор, кг.

Следовательно, на затухание колебаний влияют сопротивление амортизаторов и соотношение параметров жесткости подвески и подрессоренной массы автомобиля. Зная жесткость упругого элемента и приходящуюся на колесо массу, можно определить коэффициент k сопротивления амортизатора. Принимаем $\psi = 0.25 \div 0.30$, при этом поглощение энергии за один период колебаний достигает 95 % [5].

Сила сопротивления на штоке амортизатора определяется по формуле: $F_{\rm c}=k\dot{z}$, где $\dot{z}=v_{\rm n}^n$ — скорость перемещения поршня в цилиндре; n — показатель степени, определяется конструкцией и режимом работы дроссельной и клапанной систем амортизатора [5].

Основная характеристика амортизатора — зависимость силы сопротивления перемещению поршня в рабочем цилиндре от скорости его перемеще-

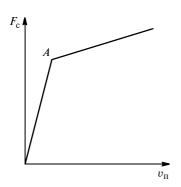


Рис. 1. Типовая характеристика амортизатора

ния. Различают прогрессивные (n > 1), регрессивные (n < 1) и линейные (n = 1) характеристики. При достаточной силе $F_{\rm c}$ сопротивления и малых скоростях \dot{z} поршня амортизатора с прогрессивной характеристикой создаются чрезмерно большие нагрузки, которые практически блокируют работу амортизатора и перегружают элементы его крепления. При высоких скоростях перемещения штока эффективнее пологая регрессивная характеристика, так как снижаются нагрузки на амортизатор, элементы подвески и кузова, к которым он крепится. Подбором параметров дросселей и изменением проходных сечений клапанов при повышении давления можно обеспечить прогрессивно-регрессивную характеристику амортизатора (дроссельный режим работы плавно переходит в клапанный). При этом повышается эффективность основных режимов и предотвращается блокировка амортизатора при высоких скоростях. Можно получить и практически линейную характеристику амортизатора, что является компромиссом между рассмотренными двумя.

Целесообразно создание амортизаторов с регулируемыми характеристиками (регулируемых амортизаторов), которые можно настраивать вручную или автоматически в зависимости от вида дороги или режима движения.

Сопротивление при режиме отбоя должно быть значительно больше сопротивления при сжатии, чтобы обеспечить поглощение кинетической энергии колебаний при отбое.

Таким образом, обеспечить требуемые характеристики амортизатора без автоматического регулирования можно только на основании компромиссных решений. В настоящее время характеристика амортизатора может быть несимметричной при сжатии и отбое, причем сопротивление на штоке амортизатора при отбое рекомендуется задавать в 2—5 раз больше, чем при сжатии: $F_{\rm ot} = (2 \div 5) F_{\rm cж}$ [4]. Типовая характеристика работы амортизатора приведена на рис. 1, точка A на которой соответствует моментам открытия клапанов при сжатии и отбое. Клапаны современных амортизаторов открываются при скорости поршня $v_{\rm m} = 0.3 \div 0.5$ м/с.

Коэффициент k = F/v сопротивления амортизатора определяется тангенсом углов наклона прямых зависимости F_c (см. рис. 1).

Очевидно, что подобную характеристику должен иметь энергосберегающий электромагнитный амортизатор. Однако отметим, что данные системы плохо сопрягаются с уровнем и напряжением заряда аккумуляторной батареи [2, 3], который для запуска ДВС должен быть практически 100 %-м, что также необходимо для обеспечения максимального срока службы аккумуляторной батареи. Такой заряд батареи обеспечивается бортовой сетью, для поддержания стабильного напряжения которой используют, например, широтно-импульсную модуляцию (ШИМ) и учитывают температурный коэффициент напряжения (ТКН) заряженной батареи. В этом случае возникает явное противоречие между напряжением бортовой сети, необходимым для продления срока службы аккумуляторной батареи, и напряжением, оптимальным для питания других потребителей электрической энергии.

При разработке электрооборудования автомобиля по стандартной схеме обычно идут на компромисс при выборе напряжения бортовой сети, что приводит к снижению сроков службы и аккумуляторной батареи, и других потребителей. Выходом из этой ситуации может стать применение вторичного источника электропитания, преобразующего напряжение, поступающее от амортизатора-генератора, до оптимального напряжения для зарядки аккумуляторной батареи [6, 7, 9].

Для обеспечения необходимых эксплуатационных характеристик автомобилей к адаптивному преобразователю параметров электрической энергии предъявляются следующие требования: максимально высокий КПД; высокоточное регулирование выходного напряжения, поступающего для зарядки аккумуляторной батареи; учет температурной зависимости ЭДС аккумуляторной батареи.

Для повышения КПД и точности регулирования напряжения заряда аккумуляторной батареи в пределах 13.9 ± 0.1 В (для 12 В бортовой сети) [8] используют схемы ШИМ, которые обеспечивают точность регулирования не меньшую точности аналоговых систем, но на один-два порядка снижают мощность рассеяния на ключевых транзисторах. Амортизатор-генератор содержит две трубки, причем тонкая магнитная трубка из магнитных колечек, разделенных магнитопроницаемыми прокладками, скользит внутри большей полой трубки, представляющей собой медную катушку, намотанную на пластиковую трубку. Возможный вариант функциональной электрической схемы устройства для высокоточного регулирования напряжения показан на рис. 2. При движении в катушке 1 поршня возникает ЭДС, которая определяется его скоростью, а знак — направлением движения.

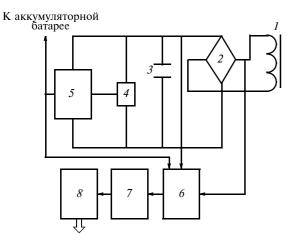


Рис. 2. Функциональная электрическая схема устройства:

1— катушка индуктивности; 2— выпрямитель (мост); 3— конденсатор; 4— источник опорного напряжения; 5— генератор ШИМ; 6— логический блок; 7— преобразователь (ШИМдрайвер и мощный ключ на полевом транзисторе); 8— электромотонасос

Устройство состоит из мощного силового ключа 5 формирования ШИМ-сигнала, катушки 1 индуктивности, диодного моста 2 (выпрямителя), фильтрующего конденсатора 3, источника 4 опорного напряжения, учитывающего ТКН аккумуляторной батареи. В зависимости от соотношения опорного напряжения и напряжения сети формируется выходное напряжение компаратора, управляющее силовым транзистором МОП (металлокисел—полупроводник). Разработана схема для надежного открывания *п*-канального транзистора МОП с индуцированным каналом, который энергетически выгодно использовать в качестве ключа.

Напряжение катушки 1 индуктивности выпрямляется диодным мостом 2 и через конденсатор 3 поступает на источник 4 опорного напряжения и ключ 5. На время импульса мощный силовой ключ открывается и пропускает ток для зарядки аккумуляторной батареи.

Однако аккумуляторная батарея не воспринимает заряд при полной зарядке, температуре электролита выше 45 °С и слишком большой энергии возникающих колебаний для зарядки батареи. В таких случаях энергию колебаний подвески запасают, например, с помощью емкостных накопителей (повышение уровня воды в резервуарах при понижении нагрузки электростанций) или дополнительных устройств, запасающих энергию при торможении автомобиля. Такие накопители, подключаемые при необходимости к штатным источникам энергии, облегчают их работу при повышенных нагрузках.

Энергию можно накапливать несколькими способами, наиболее перспективным из которых является аккумулятор-ресивер, использующий энергию сжатого воздуха. При реализации данного способа используют баллон высокого давления, дополни-

тельно установленный на автомобиле, и электромотонасос, закачивающий в него воздух. Мотонасос 8 питается от управляемого преобразователя 7 напряжения, работающего от конденсатора 3 при условии, что аккумуляторная батарея не воспринимает заряд. Такой режим рассчитывается логическим электронным блоком 6, который также формирует характеристику амортизатора (см. рис. 1). Угол наклона характеристики $F_{
m c}$ (управляемый амортизатор) можно регулировать; точка А перелома определяется сравнением опорного напряжения в логическом блоке с ЭДС, возникающей в катушке 1 (см. рис. 2), а вид характеристики сжатие—отбой — знаком ЭДС. Выходное напряжение управляемого преобразователя, а следовательно, и отбираемая от катушки 1 мощность, определяются блоком 6 и зависят от скорости движения поршня. Запасенную таким образом энергию сжатого воздуха можно использовать, например, при запуске ДВС. Особенно эффективно применение данной системы при движении в городском режиме.

Таким образом, предлагается инновационная система, которая не только способствует оптимальному использованию энергии вибрации автотранспортного средства для подзарядки аккумуляторной батареи, но и снижает расход топлива, что способствует улучшению экологии, особенно в крупных городах. Такая рекуперативная подвеска особенно эффективна при дефиците энергии, например, в электромобилях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Lei Zuo et al.** Design and characterization of an electromagnetic energy harvester for vehicles suspensions [Электронный ресурс] http://www.physorg.com..
- 2. **Пат. 2298118 Рос. Федерация:** МПК F16F6/00. Магнитный амортизатор.
- 3. **Пат. 2286491 Рос. Федерация:** МПК F16F6/00, F16F9/34. Магнитный амортизатор.
- 4. Добромиров В. Н., Острецов А. В. Конструкции амортизаторов: учебное пособие. М.: МГТУ "МАМИ", 2007. 47 с.
- 5. **Дербаремдикер А. Д.** Гидравлические амортизаторы автомобилей. М.: Машиностроение, 1969. 236 с.
- 6. **Сарбаев В. И., Гармаш Ю. В., Пономарева И. И.** Импульсные преобразователи энергии в электрооборудовании автомобиля. ВИНИТИ Транспорт: наука, техника, управление. 2012. № 12. С. 47—49.
- 7. **Гармаш Ю. В.** Улучшение эксплуатационных характеристик системы электроснабжения автомобиля // Материалы 16 Всерос. науч.-техн. конф. студентов, молодых ученых и специалистов "Новые информационные технологии в научных исследованиях". Рязань: Рязанский государственный радиотехнический университет. 2011. С. 266, 267.
- 8. **Garmash Y. V., Sarbaev V. I.** Control of DC drive // Lambert academic publishing. GmbH Saarbrücken, Germany. 2012.
- 9. **Устройство** управления магнитным амортизаторомгенератором для автомобиля / В. И. Сарбаев, Г. И. Сидельников, Ю. В. Гармаш, Л. Г. Блинникова // Электроника и электрооборудование транспорта. 2015. № 1. С. 7—9.

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 621.983.3:658.512.011.56.004.001.57

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

Испытания материалов. Растяжение и обтяжка узких и широких заготовок

Рассмотрены методы проектирования диаграмм предельных деформаций, утонений и напряжений для CAD/CAE-систем при компьютерном моделировании для определения вероятности разрушения заготовки при штамповке.

Ключевые слова: штамповка, листовой материал, растяжение, обтяжка, диаграмма предельных деформаций, диаграмма предельных напряжений.

The design methods of diagrams of limit deformations, necking and stresses for CAD/CAE systems at computer modeling for determination of billet failure probability at stamping are considered.

Keywords: stamping, sheet material, tension, stretch forming, limit deformation diagram, limit necking diagram, limit stress diagram.

В работе [1] представлена классификация способов испытаний материалов. В данной статье рассмотрим испытания материалов растяжением и обтяжкой, используя вырезанные из листового материала узкие и широкие образцы, в том числе с отверстиями и вырезами. Для определения механических свойств листового материала будем применять диаграммы предельных деформаций (ДПД), утонений (ДПУ) и напряжений (ДПН), построенные в CAD/CAE-системах.

Образцы для испытаний растяжением могут быть без головок, с головками, вырезами, ступен-

чатые, клиновидные, с отверстиями, сварные по линии W (из двух и более частей из разных материалов) (рис. 1); возможны разные сочетания основных видов.

Расчет равномерной деформации (уменьшение ширины) образца при растяжении

На основании относительного равномерного удлинения $\delta_{\rm p}$ и коэффициента R_a анизотропии по ГОСТ 11701—84 рассчитаем деформацию $\varepsilon_{b\rm p}$ при растяжении образца размерами $s_0 \times b_0 \times l_0$ (s_0 — толщина, b_0 — ширина, l_0 — длина). В момент окончания равномерного удлинения и начала образования шейки образец будет иметь размеры $s_{\rm p} \times b_{\rm p} \times l_{\rm p}$, при этом $\delta_{l\rm p} = \delta_{\rm p} = (l_{\rm p} - l_0)/l_0$, $R_a = \ln(b_{\rm p}/b_0)/\ln(s_{\rm p}/s_0) = \ln(b_{\rm p}/b_0)/\ln[l_0b_0/(l_{\rm p}b_{\rm p})]$ и $\varepsilon_{l\rm p} = \ln(l_{\rm p}/l_0) = \ln(1+\delta_{l\rm p})$, тогда $\varepsilon_{b\rm p} = \ln(b_{\rm p}/b_0) = [-R_a/(1+R_a)]\ln(1+\delta_{l\rm p})$, а из уравнений $\varepsilon_{b\rm p} = \ln(1+\delta_{b\rm p})$ и $\delta_{b\rm p} = (b_{\rm p}-b_0)/b_0$ получим уравнение относительной деформации по ширине: $\delta_{b\rm p} = \exp(\varepsilon_{b\rm p}) - 1$.

Из условия несжимаемости образца $\varepsilon_{lp} + \varepsilon_{bp} + \varepsilon_{sp} = 0$ найдем:

$$\varepsilon_{sp} = -\varepsilon_{lp} - \varepsilon_{bp};$$

$$\delta_{sp} = (s_p - s_0)/s_0 = \exp(\varepsilon_{sp}) - 1.$$

Аналогично определим ε_b для $\delta < \delta_{\rm p}$ и R_a .

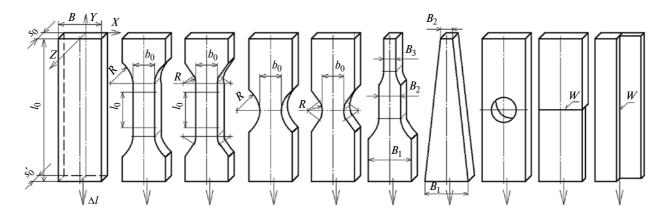


Рис. 1. Различные виды образцов

Исследуем широко применяемую в машиностроении оцинкованную низкоуглеродистую сталь 01ЮТ ВОСВ ГЦ (ТУ 14-105-685—2002; ВОСВ — весьма особо сложная вытяжка; ГЦ — горячеоцинкованный прокат) толщиной $s_0=0,7$ мм, которая имеет следующие показатели: предел текучести $\sigma_{0,2}$ или $\sigma_{\rm T}=171$ H/мм²; предел прочности $\sigma_{\rm B}=304$ H/мм²; $\delta_{\rm p}=\delta_{l\rm p}=0,24$; относительное удлинение $\delta=(l-l_0)/l_0$ и после разрыва $\delta_{f\rm c}=\delta_{80}=(l_{f\rm c}-l_0)/l_0=0,408$ для образцов с $l_0=80$ мм; $R_a=2,722$ при $\theta=90^\circ$ (θ — угол вырезки образца относительно направления прокатки); $\varepsilon_{f\rm c}=\ln(1+\delta_{f\rm c})=0,342$.

Коэффициент анизотропии листового материала

При линейном растяжении изотропного материала $\varepsilon_{bp} = \varepsilon_{sp} = -0.5\varepsilon_{lp}$, поэтому для оценки анизотропии будем использовать коэффициент анизотропии [2]:

$$Z_{\theta} = (\varepsilon_{sp} - \varepsilon_{bp})/(0.58\varepsilon_{lp}). \tag{1}$$

Коэффициент Z_{θ} отличается от коэффициента R_a тем, что для изотропного материала $R_a=1$, а $Z_{\theta}=0$, что логичнее. Чем больше (по абсолютной величине) Z_{θ} [см. формулу (1)] для заданного угла θ , тем выше анизотропия материала. Если Z_{θ} имеет положительное значение, деформация по ширине образца превалирует над деформацией по толщине. Если коэффициент Z_{θ} в плоскости листа имеет одинаковое значение, отличное от нуля, такая анизотропия называется нормальной, если Z_{θ} в плоскости листа имеет разные значения, анизотропия называется плоскостной. При $\theta=90^{\circ}$ для стали 01ЮТ $Z_{90}=0.921$, т. е. анизотропия листа очень большая, что необходимо учитывать при моделировании и проектировании операции штамповки.

Диаграммы упрочнения материала

При штамповке напряжение σ_s текучести материала образца согласно уравнению пластичности всегда соответствует интенсивности напряжений $\sigma_s = \sigma_i = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2^2}$ и с учетом интенсивности

деформаций $\varepsilon_i = (2/\sqrt{3})\sqrt{\varepsilon_1^2 + \varepsilon_1\varepsilon_2 + \varepsilon_2^2}$ определяется формулами [1]:

$$\sigma_{s} = \sigma_{T} + \sigma_{B}(1 + \delta_{p})\epsilon_{i}^{n} \text{ при } 0 \leq \epsilon_{i} \leq \epsilon_{i \text{lim}};$$

$$\sigma_{s} = \sigma_{s \text{lim}} = \sigma_{T} + \sigma_{B}(1 + \delta_{p})\epsilon_{i \text{lim}}^{n} = \text{const}$$

$$\text{при } \epsilon_{i \text{lim}} < \epsilon_{i} \leq \epsilon_{i \text{max}}.$$

$$(2)$$

Здесь показатель n упрочнения рассчитываем из условия: если известен коэффициент R_a , то при $\delta = \delta_p$ и $\varepsilon_i = \varepsilon_{ip}$ используем формулу $\sigma_{\rm B}(1+\delta_{\rm p}) = \sigma_{\rm T} + \sigma_{\rm B}(1+\delta_{\rm p})\varepsilon_{ip}^n$, где $\varepsilon_{ip} = (2/\sqrt{3}) \times \sqrt{\varepsilon_{1p}^2 + \varepsilon_{1p}\varepsilon_{2p} + \varepsilon_{2p}^2}$; $\varepsilon_{1p} = \ln(1+\delta_{\rm p})$; $\varepsilon_{2p} = [-R_a/(1+R_a)]\ln(1+\delta_{\rm p})$, и логарифмированием получаем: $n = \ln\{1-\sigma_{\rm T}/[\sigma_{\rm B}(1+\delta_{\rm p})]\}/\ln(\varepsilon_{ip})$; если R_a неизвестен, то приближенно для линейного растяжения образца при $R_a = 1$ и $\varepsilon_2 = -0.5\varepsilon_1$ принимаем $\varepsilon_i = \varepsilon_{ip} = \varepsilon_1 = \varepsilon_{\rm p} = \ln(1+\delta_{\rm p})$ и получаем формулу $\sigma_{\rm B}(1+\delta_{\rm p}) = \sigma_{\rm T} + \sigma_{\rm B}(1+\delta_{\rm p})[\ln(1+\delta_{\rm p})]^n$, после логарифмирования которой имеем: $n = \ln\{1-\sigma_{\rm T}/[\sigma_{\rm B}(1+\delta_{\rm p})]\}/\ln[\ln(1+\delta_{\rm p})]$.

В безразмерных величинах формула (2) принимает вид: $\sigma_s' = \sigma_s/\sigma_{0,2} = 1 + [\sigma_{\rm B}(1+\delta_{\rm p})/\sigma_{0,2}] \varepsilon_i^n$, где $\sigma_{0,2} = \sigma_{\rm T}$. Значение $\varepsilon_i = \varepsilon_{i \, {\rm lim}}$ рассчитано для ε_1 , например при $\varepsilon_2 = 0$, которое определяем по ДПД.

При CAD/CAE-моделировании ε_i может быть больше $\varepsilon_{i \text{lim}}$, поэтому в интервале $\varepsilon_{i \text{lim}} < \varepsilon_i \leq \varepsilon_{i \text{max}}$ значение $\varepsilon_{i \text{max}}$ задаем больше $\varepsilon_{i \text{lim}}$, например с утроенным запасом. Если ДПД отсутствует, то $\varepsilon_1 \approx (\varepsilon_{lp} + \varepsilon_{fc})/2$ и $\varepsilon_{i \text{lim}} = (2/\sqrt{3})\varepsilon_1$ при $\varepsilon_2 \approx 0$. Введем $\sigma_s = f(\varepsilon_i)$ и по формуле (2) в CAD/CAE-системе получим диаграмму упрочнения образца [2].

Аналитическое решение задачи на растяжение листового материала

При линейном растяжении образца на величину Δl по оси Y (см. рис. 1) имеем: $\sigma_i = \sigma_y = \sigma_1 = \sigma_s$; $\sigma_x = \sigma_2 = 0$; $\sigma_z = \sigma_3 = 0$; $\varepsilon_i = \varepsilon_y = \varepsilon_1$; $\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z = 0$; $\varepsilon_y = -2\varepsilon_x = -2\varepsilon_z$ или $du_y/dy = -2du_x/dx = -2du_z/dz$, где σ_1 и ε_1 — главные растягивающие напряжение и деформация; u_x , u_y , u_z — перемещения соответственно по осям X, Y, Z. Согласно однородности деформаций $\varepsilon_y = du_y/dy = C_1 = {\rm const}$ или $u_y = C_1 y + C_2$, где постоянные C_1 и C_2 определяем из условий: 1) $u_y = 0$ при y = 0 (неподвижный верхний край листа); 2) $u_y = \Delta l$ при $y = l_0$ (перемещение на Δl нижнего края листа). Окончательно получим про-

дольные перемещения и деформации: $u_y = (\Delta l/l_0)y$; $\varepsilon_v = \Delta l/l_0$.

Аналогично после интегрирования $\varepsilon_X = \mathrm{d} u_X/\mathrm{d} x =$ = $-0.5\varepsilon_y = -0.5\Delta l/l_0$ с учетом того, что в плоскости YZ симметрии листа $u_X = 0$ при x = 0, получим поперечные перемещения: $u_X = -0.5(\Delta l/l_0)x$.

Аналогично после интегрирования $\varepsilon_z = \mathrm{d} u_z/\mathrm{d} z =$ = $-0.5\varepsilon_y = -0.5\Delta l/l_0$ с учетом того, что $u_z = 0$ при z = 0, определим перемещения по толщине образца $u_z = -0.5(\Delta l/l_0)z$ и при $z = s_0$ получим $u_z = -0.5(\Delta l/l_0)s_0$, следовательно, уравнение текущей толщины имеет вид: $s = s_0 - 0.5(\Delta l/l_0)s_0 =$ $= s_0(1 - 0.5\Delta l/l_0)$.

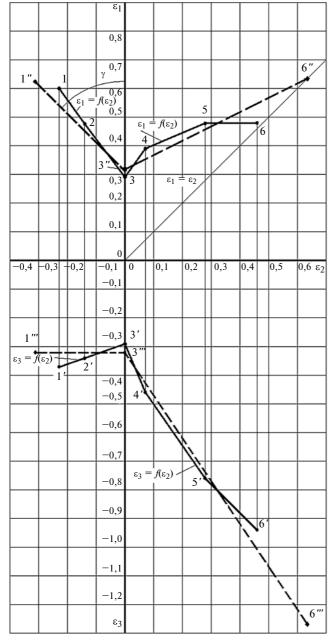


Рис. 2. Экспериментальные (——) и теоретические (---) ДПД и ДПУ

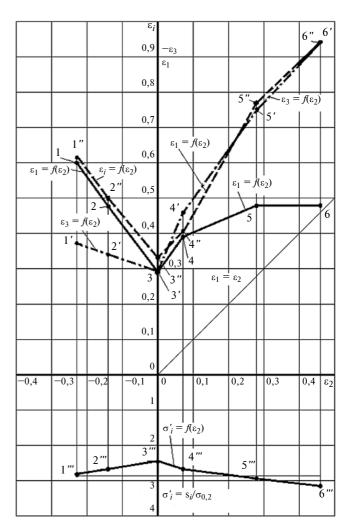


Рис. 3. Экспериментальные ДПД $\epsilon_1 = f(\epsilon_2)$ (——), ДПУ $\epsilon_3 = f(\epsilon_2)$ (—•), ДПИД $\epsilon_i = f(\epsilon_2)$ (---) и ДПИН $\sigma_i = f(\epsilon_2)$

Из условия несжимаемости образца $(s_0b_0l_0=sbl)$ получим: $s=s_0b_0l_0/(bl)$, где $b=b_0+2u_x$; $u_x=-0.5(\Delta l/l_0)x$ при $x=b_0/2$. При увеличении Δl , σ_s увеличивается [см. формулу (2)] для $\varepsilon_i=\varepsilon_1=\varepsilon_y=-\Delta l/l_0$.

Диаграмма предельных утонений

На рис. 2 построена ДПУ $\varepsilon_3 = f(\varepsilon_2)$ для стали 01ЮТ по условию $\varepsilon_3 = \ln(1+\delta_{s\lim}) = \ln[1+(s_{\lim}-s_0)/s_0]$, если при испытании измеряют и рассчитывают ε_1 , ε_2 , ε_3 [1], или по условию $\varepsilon_3 = -\varepsilon_1 - \varepsilon_2$, если рассчитывают только ε_1 , ε_2 , где $\delta_{s\lim} = (s_{\lim} - s_0)/s_0$ — относительное уменьшение толщины образца в зоне разрыва.

Для сравнения с ДПД $\varepsilon_1 = f(\varepsilon_2)$ на рис. 3 построена ДПУ $-\varepsilon_3 = f(\varepsilon_2)$. Аналогичные ДПД и ДПУ построены в деформациях δ с учетом $\delta = \exp(\varepsilon) - 1$. Если ДПУ нет, то при моделировании процесса вытяжки, например кузовных деталей из листовой

низкоуглеродистой стали толщиной $s_0=0.7\div0.9$ мм, рекомендуется $\delta_{s\, lim}=\delta_{p}$ или $s_{lim}=s_0(1-\delta_{s\, lim}/100)$.

Диаграммы предельных интенсивностей деформаций и напряжений

диаграмме предельных деформаций $\varepsilon_1 = f(\varepsilon_2)$ для стали 01ЮТ рассчитали $\varepsilon_3 = -\varepsilon_1 - \varepsilon_2$, ε_i и $\sigma_i = \sigma_s$ по формуле (2) и $\sigma_i' = \sigma_i/\sigma_{0,2}$ (см. рис. 3). Построили ДПД $\varepsilon_1 = f(\varepsilon_2)$, ДПУ $(-\varepsilon_3) = f(\varepsilon_2)$ и диаграмму предельных интенсивностей деформаций (ДПИД) $\varepsilon_i = f(\varepsilon_2)$, а также диаграмму предельных относительных интенсивностей напряжений (ДПОИН) $\sigma_i' = f(\epsilon_2)$. Из точки 1", которая соответствует испытанию образца на одноосное растяжение по ГОСТ 11701-84, провели прямую с ординатой $\sigma'_{i \ 1'''}$, чтобы видеть отклонения остальных точек от этой прямой. Ордината базовой точки 1"" на ДПОИН составляет $\sigma_i' = 480/171 = 2,807$. ДПД $\varepsilon_1 = f(\varepsilon_2)$ на участке 5—6 представляет собой прямую линию, все точки которой имеют одинаковую ординату, а на ДПИД $\varepsilon_i = f(\varepsilon_2)$ на участке 5"—6" с увеличением ε_2 резко увеличивается ε_i . Так как ДПИД $\varepsilon_i = f(\varepsilon_2)$ расположена выше ДПД $\varepsilon_1 = f(\varepsilon_2)$, то расчеты на основании ДПИД будут точнее. ДПОИН с погрешностью менее 30 % остается постоянной для всех ε_2 . Поэтому величину $\sigma_i' = \sigma_i/\sigma_{0,2}$, рассчитанную после САD/САЕ-моделирования растяжения образца, можно сравнить с величиной $\sigma_i' = \sigma_i/\sigma_{0,2}$, рассчитанной после CAD/CAE-моделирования (или после анализа делительной сетки) формоизменения заготовки при штамповке, и использовать для установления вероятности разрушения заготовки. Так как ГОСТ 11701—84 не предусматривает расчеты ϵ_2 и ϵ_1 в зоне разрыва шейки образца, САD/САЕ-моделированием нашли $\varepsilon_{i \text{ lim}} = 0,638$ и по формуле (2) получили $\sigma_i = \sigma_s = 487 \text{ H/мм}^2$ или $\sigma_i' = \sigma_i/\sigma_{0.2} = 487/171 =$ = 2,848. Для экспериментальных $\epsilon_{lp} = \epsilon_1 = 0,215$ и $\varepsilon_{bp}=\varepsilon_2=-0,157$ в момент образования на образце шейки получили $\varepsilon_{ip} = 0,223$. Таким образом, анализ показал, что в зоне разрыва шейки $\epsilon_{i \, {
m lim}}$ в $N_{
m lim}$ раз больше ε_{ip} : $N_{\text{lim}} = \varepsilon_{i \text{ lim}}/\varepsilon_{ip} = 0.638/0.223 = 2.861$.

Критерии разрушения обрабатываемого листового материала

Первые три критерия приведены в работе [1]. **Четвертый критерий** — относительная величина $h' = h/[(D_p + D_m)/2]$ или $h' = h/[(B_p + B_m)/2]$ формоизменения заготовки не должна превышать h'_{lim} с запасом P_h по h, и должно соблюдаться условие по коэффициенту использования пластичности $C_h = h'/h'_{\rm lim} < 1$ при запасе пластичности $P_h = (1-h'/h'_{\rm lim})100$, где $h'_{\rm lim} = h_{\rm lim}[(D_p+D_m)/2]$ или $h'_{\rm lim} = h_{\rm lim}/[(B_p+B_m)/2]$ — предельная относительная величина, определяемая испытаниями на обтяжку, формовку и вытяжку осесимметричных и неосесимметричных (например, коробчатых) деталей пуансоном и матрицей с диаметрами D_p и D_m или имеющих ширину B_p и B_m ; условие формоизменения без разрушения при испытании и штамповке заготовки $P_h > \delta_p$.

Пятый критерий — относительная интенсивность напряжений $\sigma_i' = \sigma_i/\sigma_{0,2}$, рассчитанная как функция ϵ_2 на основании уравнений связи между деформациями и напряжениями из теории пластичности, не должна превышать ДПОИН $\sigma_i' = f(\epsilon_2)$ с запасом P_{σ} по σ_i' , и для каждой ϵ_2 должно соблюдаться условие $C_{\sigma} = \sigma_i'/\sigma_{i \lim}' < 1$ при $P_{\sigma} = (1 - \sigma_i'/\sigma_{i \lim}')100$, где $\sigma_{i \lim}'$ определяют по ДПОИН $\sigma_i' = f(\epsilon_2)$ при этой же ϵ_2 : $P_{\sigma} > 2\delta_p$. Ориентировочно относительную интенсивность напряжений $\sigma_{i \lim}'$ можно принять одинаковой для всех ϵ_2 и определять при CAD/CAE-моделировании процесса испытания образца в момент растяжения на известное (из сертификата на листовой материал) удлинение δ_{fc} после разрыва.

Шестой критерий — максимальная сила Fштамповки, определяемая по показаниям приборов обрабатывающего оборудования и отнесенная к предельной силе $F_{
m lim}$, установленной заранее экспериментально доведением до разрыва заготовки временным изменением параметров штамповки, не должна превышать 1 с запасом P_F . На каждом этапе штамповки должно соблюдаться условие $C_F = F/F_{\text{lim}} < 1$ при $P_F = (1 - F/F_{\text{lim}})100$: $P_F > \delta_{\text{p}}$. Кроме эксперимента силу F_{lim} можно приближенно рассчитать как произведение предела прочности $\sigma_{\scriptscriptstyle B}$ заготовки и площади ее опасного поперечного сечения стенки штампуемой детали с учетом угла наклона стенки относительно направления силы $F_{
m lim}$. Из-за приблизительности расчетов P_F увеличиваем до $2\delta_{\rm p}$; $P_F > 2\delta_{\rm p}$.

Диаграмма предельных напряжений

Зная ε_1 и ε_2 в каждом элементе обрабатываемой заготовки, в CAD/CAE-системе рассчитаем главные напряжения σ_1 , σ_2 , которые должны соответствовать эллипсу пластичности $\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 = \sigma_s^2$, где σ_s соответствует диаграмме упрочнения по формуле (2) при известном значении ε_i . В первом ва-

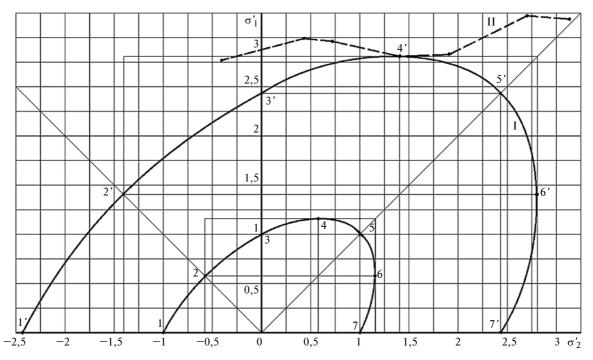


Рис. 4. Начальный (небольшой) и предельный (большой) эллипсы пластичности $\sigma_1' = f(\sigma_2')$ (I) и ДПН (II)

рианте расчета во всех элементах, которые только перешли в пластическое состояние, σ_1' и σ_2' должны находиться на начальном эллипсе пластичности $\sigma_1' = f(\sigma_2')$: $\sigma_1' = \sigma_1/\sigma_{0,2}$; $\sigma_2' = \sigma_2/\sigma_{0,2}$; $\sigma_s' = \sigma_s/\sigma_{0,2}$: $(\sigma_1')^2 - \sigma_1'\sigma_2' + (\sigma_2')^2 = (\sigma_s')^2$ при $\sigma_s = \sigma_{0,2}$ и $\sigma_s' = 1$ (рис. 4).

По мере обработки элементы заготовки упрочняются, значение σ_s' увеличивается, для поддержания пластического состояния требуются все бо́льшие напряжения σ_1' и σ_2' . Точки с координатами σ_1' и σ_2' будут находиться на все увеличивающемся эллипсе пластичности.

На рис. 4 построена ДПН І $\sigma_1' = f(\sigma_2')$ в виде предельного эллипса пластичности $(\sigma_1')^2 - \sigma_1' \sigma_2' + (\sigma_2')^2 = (\sigma_s')^2$ для ε_i в точке 3" ДПИД $\varepsilon_i = f(\varepsilon_2)$ (см. рис. 3) и напряжения текучести σ_s по формуле (2) с учетом $\sigma_s' = \sigma_s/\sigma_{0,2}$. Если координаты точки 3" отсутствуют, то ε_i берем для точки 1" или рассчитываем ε_i по формуле $\varepsilon_1 = [\ln(1+\delta_p) + \ln(1+\delta_{fc})]/2$, $\varepsilon_2 = 0$, $\varepsilon_i = (2/\sqrt{3})\varepsilon_1$.

Второй вариант расчета ДПН $\sigma_1' = f(\sigma_2')$ строится на основании известных в теории пластичности уравнений связи напряжений σ_1 , σ_2 и деформаций ε_1 , ε_2 : $\sigma_1 = (2/3)(\sigma_i/\varepsilon_i)(2\varepsilon_1 + \varepsilon_2)$; $\sigma_2 = (2/3)(\sigma_i/\varepsilon_i) \times (2\varepsilon_2 + \varepsilon_1)$, или в безразмерных величинах: $\sigma_1' = \sigma_1/\sigma_{0,2} = (2/3)(\sigma_i/\sigma_{0,2})(1/\varepsilon_i)(2\varepsilon_1 + \varepsilon_2)$; $\sigma_2' = \sigma_2/\sigma_{0,2} = (2/3)(\sigma_i/\sigma_{0,2})(1/\varepsilon_i)(2\varepsilon_2 + \varepsilon_1)$.

На рис. 4 показана ДПН ІІ $\sigma_1' = f(\sigma_2')$, построенная по этим уравнениям для предельных деформаций ε_1 и ε_2 , взятых из экспериментальной ДПД (см. рис. 3). На ДПН ІІ крайняя левая точка построена по результатам CAD/CAE-моделирования вытяжки коробчатой детали. На операциях листовой штамповки напряжения σ_1' и σ_2' , рассчитанные моделированием обработки заготовки в месте возможного разрыва, не должны превышать ДПН І и ІІ с определенным запасом пластичности.

Результаты CAD/CAE-моделирования процесса растяжения

После моделирования в CAD/CAE-системе Marc [2] испытания узкого образца из стали 01ЮТ в момент начала локального утонения и разрыва шейки получены необходимые для построения ДПД распределения параметров (рис. 5, см. обложку, из условия симметрии показана только правая половина образца): минимальной относительной деформации δ_2 по ширине b образца; максимальной относительной деформации δ_1 по длине l образца; толщины образца s, которые на ДПД (в центре шейки образца) позволили определить точку 1" (см. рис. 2) и составили: δ_{21} = -0,269; ϵ_{21} = $\ln(1 + \delta_{21}$ ") = -0,313; δ_{11} " = 0,883; ϵ_{11} " = $\ln(1 + \delta_{11}$ ") = 0,633; $s_f = 0,508$; δ_{31} " = $(s_f - s_0)/s_0$ = -0,274; ϵ_{31} " = $\ln(1 + \delta_{31}$ ") = -0,32.

Погрешность моделирования толщины s_f в точке 1"по сравнению с экспериментальным значением в точке 1' (см. рис. 2) составляет не более 5 %.

Приближенные методы построения ДПД

По первому методу из полученной после CAD/CAE-моделирования точки 1" проводим прямую под углом $\gamma \approx 45^\circ$ до пересечения с осью ϵ_1 в точке 3" с абсциссой $\epsilon_{23"} = 0$ (см. рис. 2), получаем ординату точки 3": $\epsilon_{13"} = \epsilon_{11"} + \epsilon_{21"}$ и уравнение прямой 1"—3": $\epsilon_1 = -\epsilon_2 + \epsilon_{13"}$ при $\epsilon_{21"} \le \epsilon_2 \le 0$. Для стали 01ЮТ $\epsilon_{13"} = 0$,32. Если требуется увеличить интервал для ϵ_2 , например при CAD/CAE-моделировании вытяжки коробчатых деталей, то отрезок 1"—3" продлеваем влево.

При испытании на двухосное растяжение деформации ε_1 и ε_2 вдоль двух взаимно перпендикулярных касательных к поверхности отформованного пуансоном или жидкостью полюса образца равны: $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = -0.5\varepsilon_3$. Формула для ε_i принимает вид: $\varepsilon_i'' = |\varepsilon_3| = |\ln(s/s_0)|$ или $\varepsilon_i'' = \ln(s_0/s)$, а интенсивность деформации ε_i'' элементов образца в зоне разрыва в 2 раза больше ε'_{i} элементов в зоне разрыва при испытании на одноосное растяжение: $\varepsilon_i'' = 2\varepsilon_i'$, в данном примере $\varepsilon_i'' = 2 \cdot 0,634 = 1,268$. Из условия $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0.58 \, \varepsilon_i'' = 0.634$ для двухосного растяжения строим точку 6" с абсциссой $\epsilon_{26"} = 0,634$ и ординатой $\epsilon_{16"} = 0,634$ (см. рис. 2, штриховая линия) и прямую $\varepsilon_1 = f(\varepsilon_2)$ через две точки 3" и 6": $(\epsilon_1 - \epsilon_{13})/(\epsilon_{16} - \epsilon_{13}) = (\epsilon_2 - \epsilon_{23})/(\epsilon_{26} - \epsilon_{13})$ $-\epsilon_{23}$ ") при $0 \le \epsilon_2 \le \epsilon_{26}$ ".

Если необходимо продлить ДПД вправо до точки с координатами $\epsilon_{2\max}$, $\epsilon_{1\max}^{"}$, то из условия $\epsilon_{1} \geq \epsilon_{2}$ следует, что продленная часть ДПД должна быть выше и касаться или совпадать с прямой $\epsilon_{1} = \epsilon_{2}$. Например, из точки 6 до точки 7 при ϵ_{27} = $\epsilon_{2\max}$ и ϵ_{17} = $\epsilon_{1\max}^{"}$ можно провести отрезок в соответствии с уравнением $\epsilon_{1} = \epsilon_{2}$ при $\epsilon_{2,6}$ = $\epsilon_{2} \leq \epsilon_{2\max}$.

Из условия $\varepsilon_3 = -\varepsilon_1 - \varepsilon_2$ можно построить ДПУ $\varepsilon_3 = f(\varepsilon_2)$, которая на рис. 2 показана штриховой линией. Видно, что построенные из рассчитанной в CAD/CAE-системе базовой точки 1 "ДПД и ДПУ (штриховые линии) удовлетворительно согласуются с экспериментальными ДПД и ДПУ (сплошные линии).

Если отсутствует CAD/CAE-система, то **по вто- рому методу** координаты точки 1" рассчитываем по формуле ε_{11} " = $\ln(1+\delta_p)+\ln(1+\delta_{fc})$, для линейного растяжения ε_{21} " = ε_{31} " = $-0.5\varepsilon_{11}$ ", и далее строим ДПД по первому методу.

По третьему методу сначала рассчитываем координаты точки 3" на оси $ε_1$ с абсциссой $ε_{23"} = 0$ по формуле $ε_{13"} = [\ln(1+\delta_p) + \ln(1+\delta_{fc})]/2$, далее из точки 3"строим ДПД влево и вправо по первому

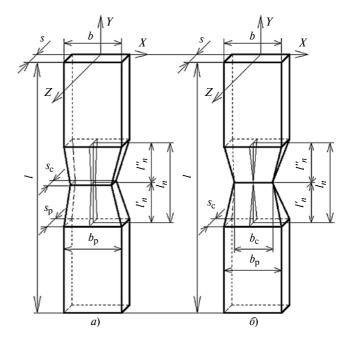


Рис. 6. Шейки в виде двух многогранников-обелисков (a) и двух многогранников-клиньев (δ)

методу. Если известны показатели пластичности, например δ_p и δ_{fc} для разных θ , то целесообразно использовать меньшие значения.

По четвертому методу нижнюю (l'_n) и верхнюю (l_n'') части шейки длиной l_n после разрыва образца аппроксимируем двумя одинаковыми многогранниками типа обелиска высотой $l'_n = l''_n = l_n/2$ (рис. 6, a). При испытании образца длина l_0 в начале образования шейки увеличивается до $l_{\rm p} =$ = $(1 + \delta_p)l_0 = (1 + 0.24)80 = 99.2$ мм, а после диффузного образования шейки, локального утонения и разрыва образца дополнительно увеличивается до $l_f = (1 + \delta_{fc})l_0 = (1 + 0.408)80 = 112.64$ мм при дополнительном ходе захвата испытательной машины $h_n = (l_f - l_p) = 112,64 - 99,2 = 13,44$ мм. Так как в образовании шейки участвуют сопряженные с верхней и нижней частями шейки участки образца, то длина шейки $l_n \ge h_n$. На верхнем и нижнем концах шейки большие основания двух многогранников имеют размеры, соответствующие концу равномерного удлинения образца: ширина $b_{\rm p} = (1 + \delta_{b\rm p})b_0 = (1 - 0.145)12.5 = 10.687$ мм, толщина $s_p = (1 + \delta_{sp})s_0 = (1 - 0.0563)0,7 = 0.661$ мм. При ходе h_n этого основания объем материала составит $V = s_p b_p h_n$. Экспериментально установлено, что объем V_2 материала, образующего шейку, составляет 40÷50 % от V, т. е. в среднем 45 %: $V_2 = 0.45 s_{\rm p} b_{\rm p} h_n = 42,724 \text{ мм}^3$. Объем материала, образующий нижнюю или верхнюю половину шейки, составляет $V_1 = V_2/2 = 21,362$ мм³. При малой толщине s_0 образца, например $s_0 = 0.7$ мм, толщина s_c шейки в зоне разрыва близка к нулю, и два многогранника-обелиска шейки превращаются в два многогранника-клина (рис. 6, 6), каждый из которых имеет объем V_1 и высоту $l_n' \approx h_n/2 = 13,44/2 = 6,72$ мм. Из формулы для объема клина определяем ширину b_c шейки в месте разрыва: $b_c = (6V_1/l_n' - 2s_pb_p)/s_p = 7,481$ мм. В зоне разрыва толщина образца приблизительно составляет $s_f = 3/4s_p = 3/4 \cdot 0,661 = 0,495$ мм. Таким образом, абсциссу $\epsilon_{2,1}$ точки 1" на ДПД рассчитываем для линейного растяжения образца: $\epsilon_{2,1}$ = $\epsilon_{3,1}$ =

Испытания образцов с отверстиями и вырезами

На рис. 7 (см. обложку) показано распределение параметра, например толщины вблизи отверстия в начальный момент разрушения образца. Из условия симметрии смоделирована 1/4 часть образца. Установлено, что разрушение образца начинается со стороны отверстия. Аналогичные расчеты различных параметров выполнены для образцов с разными отверстиями и вырезами. Они позволяют построить дополнительные точки ДПД вблизи точки 1".

Испытания широких образцов

Чтобы определить координаты следующих после точки 1" (см. рис. 2), приближающихся к оси ординат точек левой половины ДПД, выполнено моделирование испытания заготовок со все увеличивающейся шириной b_0 на одной и той же расчетной длине l_0 при $b_0' = b_0/l_0$ от 0,119 до 4 (рис. 8, a-e, см. обложку). Из условия симметрии смоделирована только правая половина заготовки.

Установлены следующие закономерности. По мере увеличения ширины заготовки [1] равномерное удлинение постепенно исключается. Перемещение элементов образца, прогиб двух свободных его краев в сторону центра и влияние краев на напряженно-деформированное состояние (НДС) центра заготовки постепенно уменьшаются. НДС центра все больше приближается к плоскому деформированному состоянию (ПДС) с нулевыми деформациями ε₂ по ширине, при котором локальное утонение перед разрывом происходит только путем уменьшения толщины образца, причем при большем значении толщины s_f перед разрывом, чем при испытании узких образцов с поступлением элементов в место локального утонения за счет уменьшения ширины образца. Ход инструмента испытательной машины или штампа, жестко зажимающего и растягивающего два края заготовки, до разрыва также уменьшается. На заготовке кроме центра появляются еще четыре опасных места — в четырех углах вблизи двух свободных краев и двух горизонталей жесткого зажима заготовки инструментом. Из центра или данных четырех углов, в зависимости от параметров испытания, начнется разрушение заготовки, сопровождающееся потерей устойчивости и складкообразованием двух свободных краев (на рис. 8, ж показан один край с дефектом в виде складок).

На основании моделирования построена левая половина ДПД $\varepsilon_1 = f(\varepsilon_2)$, отклонение которой от экспериментальной по вертикали не превышает 15 %. Правую половину ДПД можно построить или на основании приведенных выше приближенных методов, или после моделирования других видов испытаний.

Испытание обтяжкой

На рис. 9 показана реализация испытания обтяжкой в штампе для обтяжки или формовки узкой или широкой заготовки дном вверх (см. рис. 9, a) и вниз (см. рис. 9, δ) полуцилиндрическим пуансоном, на рис. 9, ϵ — обтяжка треугольным пуансоном (верхняя часть штампа не показана). Обтяжка плоским пуансоном приведена в работе [1].

Теория обтяжки и формовки листового материала

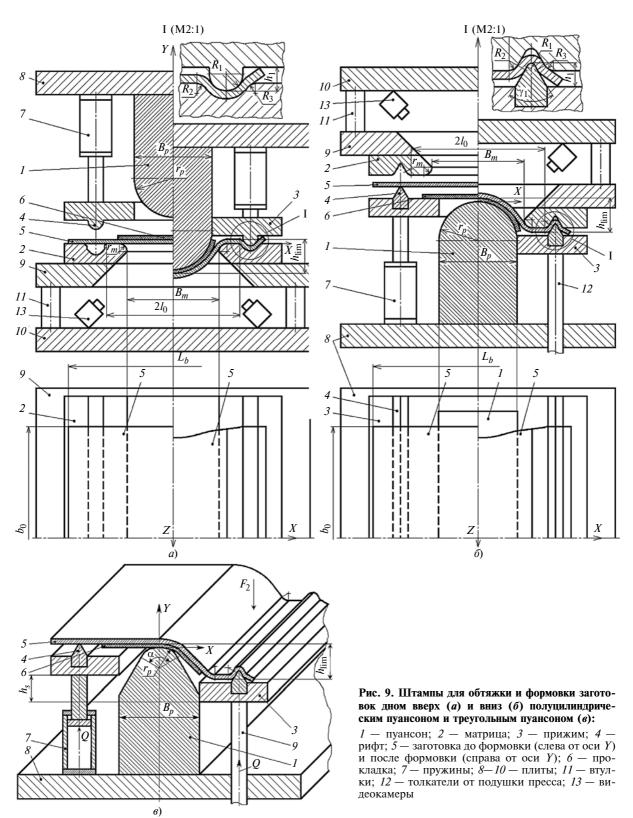
При поэтапном увеличении хода h матрицы 2или пуансона 1 (рис. 10, a) заготовка 6 сначала деформируется упруго (решение этой задачи показано в работе [2]). Затем отдельные элементы, а далее вся заготовка переходят в пластическое состояние. Первоначально плоская заготовка толщиной s_0 , шириной b_0 и длиной $2l_0$ (участок между жестко зажимающими заготовку рифтами штампа) охватывает кромку с радиусом r_p пуансона 1 шириной B_p и кромку с радиусом r_m матрицы 2 с шириной проема B_m по дугам, соответствующим углу $\alpha = \pi/2 - \alpha_1 - \alpha_2$, где $\alpha_1 = arctg[(r_p + r_m +$ $+ s_0 - h)/(r_p + r_m + c_{pm})]; \ \alpha_2 = \arccos\{(r_p + r_m + s_0)/\sqrt{(r_p + r_m + s_0 - h)^2 + (r_p + r_m + c_{pm})^2}\}$, 3330p Meжду пуансоном и матрицей составляет $c_{nm} = (B_m (B_p)/2$. Первоначальная длина l_0 по оси заготовки увеличилась на $\Delta l = l - l_0$ до $l = l_{AB} + l_{BM} + l_{MP} + l_{PC}$, где $l_{AB} = l_0 - (r_p + r_m + c_{pm}); l_{BM} = (r_m + s_0/2)\alpha;$ $l_{MP} = \sqrt{[r_p + r_m + c_{pm} - (r_m + s_0/2)\sin\alpha - (r_p + s_0/2)\times}$

$$l_{MP} = \sqrt{[r_p + r_m + c_{pm} - (r_m + s_0/2)\sin\alpha - (r_p + s_0/2) \times} \rightarrow \frac{1}{\times \sin\alpha]^2 + [r_m + s_0 - h + (r_m + s_0/2)\cos\alpha - r_p + s_0/2)\cos\alpha - r_p + s_0/2)\cos\alpha} \rightarrow \frac{1}{\times \sin\alpha} \left[\frac{1}{r_p + s_0/2} \cos\alpha \right]^2; l_{PC} = (r_p + s_0/2)\alpha.$$

По первому варианту расчета получено аналитическое решение задачи на растяжение листового

материала по описанной выше методике. По второму варианту, так как при обтяжке и формовке широких заготовок и различных ребер жесткости на листоштампованных деталях деформация по ширине заготовки и длине ребра приблизительно равна нулю, а удлинение происходит только в результате утонения, то плоское напряженное состоя-

ние (ПНС) элементов заготовки сочетается с ПДС: $\sigma_x = \sigma_1 = (2/\sqrt{3})\sigma_s; \ \sigma_z = \sigma_2 = (\sigma_x + \sigma_y)/2 = (1/\sqrt{3})\sigma_s; \\ \sigma_y = \sigma_3 = 0; \ \sigma_i = (\sqrt{3}/2)\sigma_x = (\sqrt{3}/2)\sigma_1 = \sigma_s; \ \varepsilon_x = \varepsilon_1, \\ \varepsilon_z = \varepsilon_2 = 0; \ \varepsilon_y = \varepsilon_3 = -\varepsilon_1; \ \varepsilon_i = (2/\sqrt{3})\varepsilon_x = (2/\sqrt{3})\varepsilon_1. \\ Для линейного растяжения <math>u_x = (\Delta l/l_0)x$ и $\varepsilon_x = \Delta l/l_0$,



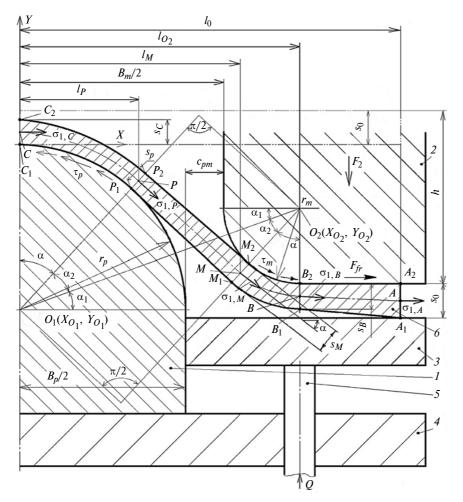


Рис. 10. Расчетная схема обтяжки или формовки: 1- пуансон; 2- матрица; 3- прижим; 4- нижняя плита; 5- толкатели; 6- заготовка

проинтегрировав, получим: $\varepsilon_y = \mathrm{d} u_y/\mathrm{d} y = -\varepsilon_x = -\Delta l/l_0$. С учетом того, что при y=0 имеем $u_y=0$, определяем $u_y=-(\Delta l/l_0)y$. При $y=s_0$ и $u_y=-(\Delta l/l_0)s_0$ получим: $s=s_0-(\Delta l/l_0)s_0=(1-\Delta l/l_0)s_0$. Из условия несжимаемости заготовки получим: $s=s_0b_0l_0/(bl)$, где $b=b_0$. По ходу h матрицы 2 или пуансона 1 (см. рис. 10) и соответствующего увеличения $\Delta l=l-l_0$, σ_s увеличивается по формуле (2) для $\varepsilon_i=(2/\sqrt{3})\varepsilon_x==(2/\sqrt{3})\Delta l/l_0$.

Таким образом, установлено, что толщина $s=(1-\Delta l/l_0)s_0$ в опасном месте в сочетании ПНС с ПДС без уменьшения ширины заготовки значительно меньше толщины $s=(1-0.5\Delta l/l_0)s_0$ в опасном месте с одним ПНС с уменьшением ширины заготовки. Сформулирована рекомендация: в прессовых производствах при вытяжке, обтяжке или формовке сложных деталей и с ребрами жесткости для исключения разрыва необходимо, чтобы в опасное место (с минимальной толщиной) подавался материал из прилегающих по ширине заготовки участков.

По третьему варианту расчета напряжения на участках AB, BM, MP и PC (см. рис. 10) будем определять, начиная от жестко зажатого края заготовки, где элементы находятся в пластическом состоянии под действием напряжения $\sigma_x = \sigma_1 = \sigma_{0,2}$; так как в перпендикулярном направлении (по оси Z) элементы не перемещаются, то $\sigma_z = \sigma_2 = 0$.

По ходу h обтяжки (или формовки) элементы плоского фланца АВ заготовки перемещаются и упрочняются, вследствие чего σ_s увеличивается [см. формулу (2)] при $\varepsilon_i = \Delta l/l_0$ для узкой заготовки или при $\varepsilon_i = [(2\sqrt{3})/3]\Delta l/l_0$ для широкой заготовки. Таким образом, в сечении B_1B_2 с абсциссой $l_{O_2}=r_p+$ $+ c_{pm} + r_m$ на границе между первым (AB) и вторым (BM) участками имеем: $\sigma'_{1B} = \sigma_{0,2} + \sigma_{B}(1 + \delta_{p})\varepsilon_{i}^{n}$. К напряжениям σ'_{rB} в точке B добавляется напряжение $\Delta \sigma_{fr} = \mu'_{m} Q/(2b_{0}s)$ от силы трения при перемещении фланца АВ между матрицей и прижимом, получим: $\sigma_{1B} = \sigma'_{1B} + \Delta \sigma_{fr}$, где μ'_m — коэффициент трения, $s \approx s_0$; минимальную силу Q, действующую со стороны жесткого зажима на края заготовки, рассчиты-

ваем по формулам работы [2]. Напряжение в сечении M_1M_2 с абсциссой l_M составит $\sigma_{1M} = (\sigma_{1B} +$ $+\Delta\sigma_m'$) $C_{frm}+\Delta\sigma_m'$, здесь учтены: 1) изгиб на кромке матрицы: $\Delta \sigma'_m = \sigma_s s/(4r_m + 2s)$; 2) удельные силы τ_m трения: $C_{frm} = \exp(\mu_m''\alpha)$; 3) спрямление изогнутых элементов при сходе с матрицы на участок *MP*: $\Delta \sigma'_{m} = \sigma_{s} s / (4r_{m} + 2s)$. В конце участка *MP* в точке P имеем: $\sigma_{1P} \approx \sigma_{1M}$, $\Delta \sigma_{MP} \approx 0$. В уравнении равновесия $\sigma_r/R_r + \sigma_t/R_t - \sigma_k/s = 0$ на участке MPконтактное напряжение $\sigma_k = 0$, а радиус кривизны по ширине $R_t = \infty$. Так как в полученном уравнении $\sigma_r/R_r = 0$ и $\sigma_r \neq 0$, то $R_r = \infty$; следовательно, линия MP должна быть прямой, а в зазоре между пуансоном и матрицей участок заготовки, образованный перемещением прямой MP по оси Z, должен быть плоским, что подтверждено моделированием. Изгиб и трение четвертого участка РС по пуансону радиуса r_p учитываем, как было описано выше для матрицы: $\Delta \sigma_p = [\sigma_s s/(4r_p + 2s)] C_{frp};$ $C_{frp} = \exp(\mu_p \alpha).$

Окончательно на любом этапе обтяжки или формовки определяем максимальное растягивающее напряжение $\sigma_{1P} = \sigma_{r\max}$ на границе радиуса r_P' контакта заготовки с пуансоном радиуса r_p в опасном (возможно разрушение) сечении P_1P_2 минимальной толщины s_P : $\sigma_{1\,\mathrm{max}} = (\sigma_{1B} + \Delta \sigma_m') C_{frm} +$ $+\Delta\sigma'_m + \Delta\sigma_{MP} + \Delta\sigma_p$. Входящие в последнюю формулу величины известны для каждого хода h ($s \approx s_0$) (см. рис. 10), напряжение $\sigma_{1 \, \text{max}}$ постепенно увеличивается от нуля до экстремального значения в момент разрушения заготовки. Чтобы исключить разрушение заготовки, необходимо учитывать приведенные выше критерии, а также обеспечить выполнение условий: $(l-l_0)/l_0 < \delta_{fc}$ или $|(s_P-l_0)/l_0| < \delta_{fc}$ $|-s_0|/s_0| < \delta_p$, где $s_P = s_0 l_0/l$, или $\sigma_{1 \max} < \sigma_B (1 + \delta_p)$. Задавая одно из этих условий, можно определить предельные значения Δl , α и h до разрушения за-

По ходу h напряжение σ_{1P} и сила F обтяжки детали или формовки ребра жесткости длиной b_0 в заготовке увеличиваются от нуля до максимальных значений (σ_{1} P_{\max} и F_{\max}) в момент окончания неравномерного удлинения и утонения всей заготовки и начала локального утонения и разрушения заготовки в опасном сечении P_1P_2 , когда $F_{\text{max}} = 2bs_P \sigma_{1P \text{max}} \sin \alpha$, где можно принять $b \approx b_0$; $s_P \approx s_0$; $\sigma_{1P\max} \approx \sigma_{\rm B}(1+\delta_{\rm p})$. Зная h, можно рассчитать а по приведенным выше формулам. Для выбора силы пресса к $F_{
m max}$ следует прибавить силу Qжесткого зажима краев заготовки через толкатели 5(см. рис. 10) от подушки пресса: $F_2 = F_{\text{max}} + Q$. Если можно измерить силу F (например при обтяжке листового материала на испытательной машине), то $\sigma_{1P\max}$ можно рассчитать по формуле для F_{\max} . Работа обтяжки равна интегралу от силы F_2 по ходу h и, так же как и сила, учитывается при выборе пресса.

Результаты САD/САЕ-моделирования обтяжки

Все виды испытаний позволяют определить только деформации листа. Поэтому для расчета напряжений, а также для дополнения физических испытаний моделированием разработаны проекты в CAD/CAE-системе Marc [2]. На рис. 11 (см. обложку) показано распределение толщины по поверхности заготовки в начале разрушения при испытании обтяжкой или формовкой полуцилиндрическим пуансоном при коэффициенте трения между заготовкой и штампом $\mu = 0,15$, а на рис. 12 — при $\mu = 0$ (что достигнуто укладкой перед испытанием между заготовкой и пуансоном антифрикционной пленки). Из условия симметрии смоделирована

1/4 часть заготовки. Распределение толщины при $\mu = 0.15$ показано в работе [1].

Установлена неравномерность распределения толщины при минимальном ее значении в зазоре между пуансоном и матрицей в опасной зоне вблизи плоскости ХУ и окончания контакта заготовки с пуансоном, где ПНС элементов заготовки сочетается с ПДС. По мере уменьшения и опасное место смещается к вершине пуансона и при $\mu = 0$ (см. рис. 11) находится в центре отформованной заготовки на оси Y, где начнется ее разрушение. Контактные напряжения между заготовкой и пуансоном значительно меньше предела текучести, и ПНС элементов заготовки сочетается с ПДС. Найденная моделированием в работе [1] опасная зона хорошо согласуется с местами разрушения заготовки на операциях штамповки в прессовых производствах. Ввиду краевого эффекта имеется второе опасное место на краю заготовки в зоне окончания контакта заготовки с кромкой матрицы, поэтому результаты моделирования целесообразно подтверждать экспериментом.

Аналогичные распределения получены и для других параметров НДС заготовки при разных параметрах испытания, например при разных значениях μ . Ход h_{\lim} пуансона или матрицы до разрушения заготовки определяли по двум приведенным выше критериям в порядке их приоритетности: 1) при относительном уменьшении от s_0 до s_1 толщины элементов заготовки $\delta_3 = (s_1 - s_0)/s_0$ по абсолютной величине достигало δ_p ; 2) при $\sigma_i' = \sigma_i/\sigma_{0,2}$ в элементах заготовки достигала $\sigma_{i \lim}'$, рассчитанного по формуле (2) для ε_i в точке 1" (см. рис. 2). Для каждой ширины заготовки и каждого параметра испытания в зоне возможного разрушения заготовки определяли значения ε_1 и ε_2 , по которым строили левую половину ДПД $\varepsilon_1 = f(\varepsilon_2)$.

На рис. 11 и 12 (см. обложку) видно, что в зазоре между пуансоном и матрицей участок заготовки является плоским (что подтверждает вышеизложенное), и только в конце заготовки, вследствие краевого эффекта, край этого участка отгибается от пуансона. Аналогичное моделирование выполнено для обтяжки и формовки разных листовых материалов, жестко зажатых по краям с двух или четырех сторон.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Жарков В. А.** Испытания материалов. Классификация и теория // Вестник машиностроения. 2016. № 6. С. 51—58.
- 2. **Жарков В. А.** Моделирование в системе Marc обработки материалов в машиностроении // Вестник машиностроения. 2012. № 8—12; 2013. № 2, 3.

Г. В. МУРАТКИН, канд. техн. наук (Тольяттинский ГУ), e-mail: muratkin g@mail.ru

Особенности технологического обеспечения высокой точности нежестких валов ответственного назначения

Определены значимые факторы для развития остаточных деформаций изгиба валов в результате релаксации напряжений. Установлено влияние технологической наследственности напряженно-деформированного состояния заготовки на точность изготовления изделия, обусловленной технологическими остаточными деформациями. Разработаны меры по оптимизации технологического процесса изготовления валов ответственного назначения.

Ключевые слова: нежесткий вал, технологические остаточные деформации, точность, напряжение, релаксация, оптимизация.

The significant factors for development of residual deformations at bending of shafts as the result of stress relaxation are determined. The influence of technological heredity of stressed-deformed state of a billet on accuracy of product manufacture, conditioned by technological residual deformations is determined. The measures for technological process optimization of critical shafts manufacture are developed.

Keywords: non-rigid shaft, technological residual deformations, accuracy, stress, relaxation, optimization.

Тенденция снижения металлоемкости машиностроительных изделий, связанная с улучшением их технико-экономических характеристик, обусловила появление большого числа нежестких деталей. Снижение жесткости, а соответственно, их несущей способности компенсируется применением материалов с более высокими прочностными свойствами, которые, к сожалению, при этом хуже обрабатываются, высокочувствительны к состоянию поверхностного слоя и склонны к образованию больших остаточных напряжений и деформаций, что негативно сказывается на качестве изделий.

Рассмотрим пути оптимизации технологических процессов изготовления нежестких валов с позиций обеспечения их точности с учетом возникающих остаточных напряжений и деформаций, которые подробно рассмотрены в работе [1].

Из всего разнообразия нежестких изделий в особую группу можно выделить детали типа валов (ходовые винты, шпиндели запорной аппаратуры, штоки гидроцилиндров и т. д.), заготовки которых ввиду высокой податливости являются наиболее технологически сложными для механической обработки. К их числу также относятся длинно-

мерные валы высокоскоростных роторов (длина 1860÷3175 мм, диаметр 38÷43 мм) насосно-компрессорного оборудования. Это тяжелонагруженные ответственные элементы, лимитирующие ресурс и надежность изделия. Долговечность и надежность валов во многом зависит от их точности, которая определяется не столько погрешностями размеров и формы, сколько пространственной погрешностью [1] — отклонением от прямолинейности продольной оси детали. Причиной образования пространственной погрешности являются технологические остаточные деформации, возникающие при упругой разгрузке детали под воздействием изгибающего момента, обусловленного несимметричным распределением по сечению заготовки начальных напряжений [2]. Остаточные деформации изгиба — весьма опасный дефект вала ответственного назначения, который может привести не только к нарушению динамических характеристик движения роторных систем, но и к серьезным авариям.

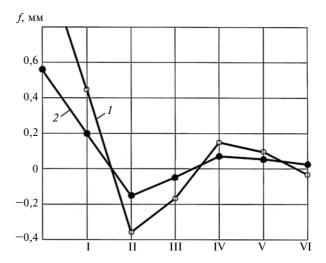
Значимые факторы, определяющие технологию изготовления, оборудование и точность изделия: конструкция вала, его размеры и жесткость, технические требования, программа выпуска. При этом рассматриваются технологическая точность, получаемая при изготовлении и сборке изделия, и эксплуатационная (постпроизводственная), возникающая при хранении, транспортировке и эксплуатации изделий. Поэтому следует учитывать напряженно-деформированное состояние (НДС) деталей и при обработке, и после нее. При этом задачи по обеспечению точности должны решаться в комплексе с задачами по обеспечению требуемого качества поверхностного слоя изделия.

При снижении жесткости детали она становится все более технологически чувствительной к остаточным деформациям. А при обработке нежестких валов с отношением длины к диаметру больше 21÷25 пространственная погрешность становится доминирующей в суммарной погрешности обработки и тем самым определяет точность изделий [3]. Так, при механической и термической обработках пространственная погрешность, как правило, в несколько раз превышает допуск на прямолинейность оси изделий, составляющей в большинстве случаев 0,01÷0,025 мм/м [4, 5]. Пространственная погрешность в отличие от продольной погрешности формы, которая обусловлена уп-

ругими деформациями элементов технологической системы, относится к более сложным векторным погрешностям, распределение которых подчиняется закону эксцентриситета. Последнее обстоятельство представляет большую технологическую трудность на пути достижения прямолинейности продольной оси детали, чем при обеспечении требуемых размеров и формы, так как погрешности технологических операций нельзя уменьшить путем корректировки настройки процессов обработки. Следует отметить, что рассматриваемые погрешности по-разному влияют на точностные характеристики узлов и оборудования. Если погрешности размеров и формы преимущественно оказывают влияние на характер посадки, и соответственно, на работоспособность и надежность соединений, то пространственная погрешность влияет на эксплуатационный дисбаланс и уровень вибраций роторов, а следовательно, определяет работоспособность и надежность оборудования в целом.

Обеспечение заданной (высокой) точности путем снижения остаточных деформаций при изготовлении нежестких деталей является одной из наиболее сложных технологических задач, стоящих перед отечественным машиностроением. Для ее решения в существующих технологических процессах изготовления длинномерных валов применяют многопроходную токарную обработку (5, 6 переходов с использованием подвижного люнета или люнета-виброгасителя) и несколько операций правки упругопластическим изгибом и стабилизации размеров, требующих больших затрат труда и времени (до 70 % производственного цикла). Данные технологические методы, основанные на применении заготовок с завышенными диаметрами (в 1,5—2 раза больше номинального диаметра), назначении технологического припуска исходя из уровня остаточных напряжений в заготовке, выборе рациональных режимов обработки и геометрии инструмента, периодической корректировке технологических баз и др., реализуют косвенное управление напряженным состоянием заготовок [2]. Косвенное управление существенно снижает неравномерность напряженного состояния заготовок в процессе обработки и позволяет минимизировать пространственную погрешность изделия. При этом во многих случаях минимальная пространственная погрешность превышает допустимые значения. Кроме того, изготовленные по такой технологии валы ответственного назначения имеют низкую надежность, так как быстро теряют технологическую точность в результате деформационного старения, ползучести или релаксации напряжений.

Установлено [6], что точность токарной обработки после каждого перехода зависит от исход-



Остаточные деформации f изгиба на черновых (I, II), получистовых (III, IV, V) и чистовой операциях токарной обработки валов при разной исходной остаточной деформации заготовки $f_{\rm uc} = 0.9$ (1); 0.55 мм (2)

ной остаточной деформации изгиба, достигающей 2,5÷3 мм/м у заготовок из горячекатаного прутка. При этом на разных этапах обработки может изменяться знак остаточных деформаций с неизменным уменьшением абсолютных величин (рисунок). Такая закономерность указывает на то, что в процессе изготовления имеет место технологическая наследственность НДС деталей, носящая, безусловно, затухающий характер.

Любая остаточная деформация изгиба, возникающая после обработки и раскрепления детали, приводит к несимметричному распределению остаточных напряжений относительно нейтральной оси. Причем чем больше деформация изгиба, тем больше асимметрия распределения напряжений. В наибольшей степени это проявляется в изгибной деформации, если заготовка была свободна от остаточных напряжений. Характер распределения остаточных напряжений можно рассматривать в качестве интегрального показателя истории деформирования детали в процессе изготовления. Остаточная асимметрия распределения напряжений в изготовленном изделии с течением времени всегда приводит к его изгибу. Таким образом, остаточные деформации изгиба и несимметричное распределение остаточных напряжений — результат единого процесса, оказывающие значительное влияние на точность изделий. Из этого вытекает, что высокую эксплуатационную точность можно получить только у изделий с прямолинейной осью, у которых или полностью отсутствуют остаточные напряжения, или их распределение абсолютно симметрично в продольном и поперечном сечениях.

Исследования показали, что полностью устранить остаточную деформацию изгиба заготовки

при токарной обработке достаточно сложно, а иногда практически невозможно. Поэтому за рубежом в качестве заготовок для нежестких валов, как правило, используют калиброванный прокат с минимальным отклонением от прямолинейности оси. Применение более точных заготовок при изготовлении валов ответственного назначения связано прежде всего со стремлением снизить наследственный перенос (копирование) остаточных деформаций с заготовок на изделия и уменьшить технологическую наследственность асимметрии распределения остаточных напряжений.

Известно [2, 7], что большие остаточные напряжения в заготовках вызывают значительные остаточные деформации при механической обработке резанием, особенно при снятии больших и неравномерных технологических припусков. Для снижения влияния напряженного состояния заготовок на точность деталей применяют стабилизирующие (термические, вибрационные и др.) обработки, которые позволяют максимально снизить остаточные напряжения в заготовках, а в некоторых случаях (например, при отпуске) стабилизировать неустойчивые структуры материала. Однако их применение на завершающем этапе изготовления с целью обеспечения высокой эксплуатационной точности не всегда оправдано, поскольку во многом зависит от конструктивных особенностей деталей и условий их эксплуатации. Финишная стабилизирующая обработка необходима для обеспечения эксплуатационной точности конструктивно сложных деталей, так как значительно снижает вероятность развития остаточных деформаций при резко различающихся градиентах напряжения, возникающих в процессе эксплуатации в тонких и толстых частях профиля. Но для осесимметричных деталей, какими являются валы, стабилизирующая обработка на завершающем этапе изготовления часто нежелательна, а в ряде случаев (например, для валов ответственного назначения) недопустима по ряду причин. Во-первых, максимальное снижение остаточных напряжений не всегда обеспечивает сохранение технологической точности изделий. Во-вторых, стабилизирующие обработки часто приводят к снижению несущей способности изделия, поскольку не учитывают благоприятные или неблагоприятные (с позиций эксплуатационных свойств) снимаются остаточные напряжения.

Однако эксплуатационная стабильность размеров после финишной стабилизирующей обработки изделия выше, чем без ее применения. Очевидно положительный эффект от стабилизирующей операции обусловлен не столько снижением остаточных напряжений (до 60 % при вибрационной обработке), сколько их выравниванием (снижение асимметрии) в объеме изделия. При этом выравни-

вание напряжений неизменно сопровождается образованием дополнительных остаточных деформаций изгиба, значения которых во многих случаях несколько превышают допуск на прямолинейность оси изделия.

Но даже применение точных заготовок с минимальными остаточными напряжениями не гарантирует сохранение прямолинейности их оси при технологической обработке. Так, часто термическая обработка заготовок, находящихся в свободном состоянии, приводит к образованию больших остаточных деформаций. Особенно опасной с позиций образования больших остаточных деформаций изгиба является односторонняя несимметричная (например, поверхностная) закалка. Для снижения остаточных деформаций, как правило, применяют правку детали упругопластическим изгибом. Однако она имеет ряд серьезных недостатков: во-первых, трудно поддается контролю; вовторых, снижает усталостную прочность детали и может привести к появлению микротрещин в поверхностном слое; в-третьих, формирует большую асимметрию распределения остаточных напряжений в изделии, которая может привести к значительным остаточным деформациям изгиба. Поэтому за рубежом исключают правку упругопластическим изгибом при изготовлении ответственных деталей, а для обеспечения высокой точности применяют иные технологии.

Отечественное производство длинномерных валов ответственного назначения в силу своей специфики является мелкосерийным и осуществляется на отраслевых предприятиях, к сожалению, с невысоким уровнем технологий. Обеспечение заданной точности на этих предприятиях во многом зависит от квалификации исполнителей. При этом затрачивается много времени и средств, а результаты не всегда удовлетворительны — более 50 % обработанных в партии деталей оказываются бракованными. К тому же не решенными остаются вопросы обеспечения высокой размерной стабильности годных деталей, от которой и зависит предел безотказной эксплуатации оборудования. Применяемые технологии отличаются, как правило, низкой эффективностью, большой трудоемкостью и не обеспечивают постоянно возрастающих требований к точности изделий, так как не учитывают причин, механизмов и закономерностей образования технологических остаточных деформаций. Поэтому необходимы новые технологии, а также совершенствование существующих процессов.

Отметим, что решению данной проблемы препятствует и недостаточный уровень технических требований к валам ответственного назначения. Как правило, в требованиях по точности указывается не допустимое отклонение от прямолинейности (или допустимая стрела остаточного прогиба) оси изделия, а радиальное биение цилиндрических поверхностей относительно оси центровых отверстий, т. е. обобщенный показатель точности, характеризующий остаточный дисбаланс изделия. Но с технологических позиций применять этот показатель для оценки остаточных деформаций изгиба крайне некорректно, так как он включает в себя две погрешности обработки: погрешность формы в поперечном сечении вала (овальность, огранка и т. п.) и пространственную погрешность (отклонение от прямолинейности оси). К тому же радиальное биение в виду своей комплексности мало информативно для корректировки технологического процесса с целью снижения остаточных деформаций изгиба.

Несмотря на очевидную значимость остаточных напряжений для технологического обеспечения точности изделий, ни один стандарт не устанавливает каких-либо требований к уровню и знаку остаточных напряжений в изделиях и тем более не регламентирует характер их распределения (градиент, несимметричность распределения в сечении, подслойный максимум эпюры и др.). А именно от этих параметров распределения напряжений зависят многие эксплуатационные свойства, в том числе размерная стабильность изделия.

Кроме того, обеспечение высокой точности усложняется отношением исполнителей к остаточным напряжениям, как к чему-то неочевидному, они плохо разбираются в механизмах их образования. При этом существует устойчивое мнение, что остаточные напряжения оказывают на точность и эксплуатационные свойства изделия только отрицательное влияние. Однако это не всегда так. Благоприятными для большинства изделий являются остаточные напряжения сжатия, их увеличение способствует повышению усталостной прочности, контактной жесткости, фреттингостойкости и несущей способности валов в целом [2, 7].

Повысить эффективность производства ответственных деталей можно системным подходом к обеспечению высокой точности изделий, рассматривая в комплексе все аспекты: технологические, технические, метрологические, кадровые и др. В первую очередь необходимо внести в нормативно-техническую документацию дополнительные требования к точности и напряженному состоянию изделий, которые стимулировали бы разработку новых технологий. Нормирование требований к отклонению от прямолинейности оси изделия должно осуществляться с учетом его эксплуатационных изменений, т. е. допустимое отклонение от прямолинейности оси должно состоять из отклонения при изготовлении и отклонения, оставляемого на развитие остаточных деформаций изгиба

при эксплуатации. Также в нормативно-технической документации следует указывать требования к условиям межоперационного хранения и транспортировки заготовок для выполнения операций.

Все дополнительные требования к валам должны быть научно обоснованы и соответствовать техническим возможностям предприятия. Полезно учитывать и зарубежный опыт, который показывает, что выдержать даже весьма жесткие требования к точности, обусловленной технологическими остаточными деформациями, можно на серийном оборудовании, так как эта точность в большей степени зависит от технологий.

Технологическое обеспечение высокой точности деталей должно, прежде всего, основываться на законах изменения НДС деталей за весь цикл изготовления изделия и зависимостях начальных напряжений от методов и режимов обработки. При этом технологический процесс следует проектировать с учетом технологической наследственности, определяющей допустимые остаточные деформации, начальные и остаточные напряжения на каждом этапе изготовления.

Технологическая наследственность НДС, определяющая точность изделия, проявляется в пооперационном взаимодействии остаточных деформаций и напряжений, которое можно описать следующим образом. При установке и закреплении в люнете и центрах токарного станка заготовки нежесткого вала, имеющей остаточную деформацию изгиба, в ней возникают дополнительные напряжения в результате совмещения изогнутой оси заготовки с осью центров. Эти напряжения в соответствии с принципом алгебраической суперпозиции накладываются на имеющиеся в заготовке остаточные напряжения, которые при точении складываются из условия пластичности с технологическими начальными напряжениями, вносимыми в поверхностный слой самой обработкой [7]. В результате в детали формируется несимметричная относительно нейтральной оси эпюра неуравновешенных начальных напряжений, вызывающих изгибающий момент, который при разгрузке деформирует деталь, изменяя величину и возможно вектор исходной остаточной деформации изгиба. Возникающие при этом реактивные напряжения уравновешивают начальные напряжения по всему сечению изделия, преобразуя их в остаточные напряжения. После деформации вал находится в новом НДС, которое характеризуется равновесной эпюрой остаточных напряжений.

Следовательно, не остаточные напряжения, а неравномерное изменение напряженного состояния (несимметричность распределения напряжений) заготовок является отрицательным фактором технологической наследственности, снижаю-

щим точность обработки нежестких деталей. На это указывает и то, что равномерное изменение напряженного состояния заготовок не приводит к образованию пространственной погрешности и, следовательно, не оказывает влияние на точность обработки. Неправильное представление о причинах возникновения пространственной погрешности приводит к неверным технологическим решениям и снижению эффективности технологических процессов.

Значительное проявление технологической наследственности можно устранить. Операция, ослабляющая неблагоприятное влияние НДС заготовки на точность изделия, основывается на активном управлении напряженным состоянием заготовки при обработке, которое осуществляется для создания изгибающего момента, обусловленного начальными напряжениями противоположного знака относительно имеющейся остаточной деформации изгиба. Анализ разных видов обработки и технологических факторов показал, что наиболее эффективное управление напряженным состоянием заготовки осуществляется при пластическом деформировании и термической обработке. Это позволяет одновременно снизить технологические остаточные деформации и сформировать остаточные напряжения с распределением, близким к осевой симметрии, что в некоторой степени дает возможность управлять технологической наследственностью. Поэтому для обеспечения высокой точности изделий в технологическую цепочку включают данные операции.

Технологические остаточные деформации возникают: 1) после обработки и раскрепления детали или в процессе обработки, если закрепление заготовки допускает ее деформацию; 2) во время хранения, транспортировки и эксплуатации изделия. Эти этапы существенно отличаются уровнем остаточных деформаций: остаточные деформации, возникающие при обработке деталей, как правило, на порядок больше деформаций, образующихся в процессе эксплуатации. Однако эксплуатационные остаточные деформации обусловлены и технологической наследственностью НДС. Так, асимметрия остаточных напряжений относительно нейтральной оси изделия, например, сформированная в результате заключительной правки изгибом, порождает во время эксплуатации неравномерную релаксацию напряжений вследствие того, что более высокие остаточные напряжения в поверхностном слое снижаются с большей скоростью, чем напряжения более низкого уровня, а остаточные напряжения растяжения релаксируют более интенсивно, чем напряжения сжатия. Неравномерная релаксация напряжений, нарушающая существующее равновесие НДС изделия, приводит к развитию остаточных деформаций изгиба, при этом выправленное изделие всегда изгибается в направлении исходной (исправленной) остаточной деформации. Этот процесс называется обратным упругим последействием детали. Он продолжается длительное время и приводит к выравниванию остаточных напряжений в объеме изделия. При этом весь потенциал развития остаточных деформаций изгиба во время эксплуатации оборудования в штатном режиме (когда рабочие напряжения не оказывают влияния на характер распределения остаточных напряжений в детали) определяется величиной асимметрии распределения напряжений относительно нейтральной оси изделия и не зависит от их величины. Интенсивность этого процесса обусловлена и внешними (температура в рабочей зоне, величина и характер действующих эксплуатационных нагрузок и др.), и внутренними (химический и структурно-фазовый состав, физико-механические свойства материала изделия и др.) факторами.

При обработке нежестких деталей необходимо учитывать даже на первый взгляд малозначительные технологические факторы, которые вызывают дополнительные нерегламентированные напряжения в заготовке. Эти напряжения в той или иной степени изменяют характер распределения технологических остаточных напряжений и оказывают влияние на точность изделий. Дополнительные напряжения могут быть следствием плохого состояния технологических баз и чрезмерного усилия со стороны заднего центра при силовом замыкании заготовки. Они могут также возникать в результате деформации изделия при сборке узла или в результате неравномерных объемных изменений материала, вызываемых структурными превращениями даже во время хранения и транспортировки изделия.

Таким образом, характер (асимметрия) распределения остаточных напряжений относительно нейтральной оси валов — важнейший фактор их НДС, определяющий уровень остаточных деформаций изгиба на других этапах жизненного цикла изделия. Поэтому не следует снижать остаточные напряжения для обеспечения высокой эксплуатационной точности валов ответственного назначения. Это ставит под сомнение применение финишной стабилизирующей обработки.

Альтернативой снижению остаточных напряжений с целью обеспечения высокой размерной стабильности изделий может стать повышение релаксационной стойкости материала, которая позволит уменьшить релаксацию напряжений и ослабить влияние эксплуатационных факторов на напряженное состояние деталей [8]. Релаксационная стойкость может быть повышена уменьшением размеров зерен и частиц дисперсной фазы, уве-

личением угла их разориентировки, равномерным распределением частиц в объеме материала, т. е. факторами, которые увеличивают его прочность.

Повышению релаксационной стойкости также способствует перевод метастабильных фазоструктурных составляющих в устойчивые модификации. Последнее обусловливает повышенные требования к выбору химического состава и структуры материала заготовки, а также методов обработки, позволяющих обеспечить минимальную активность релаксационных процессов.

Высокую релаксационную стойкость материала можно обеспечить разными методами упрочнения, из которых следует выделить обработку поверхностным пластическим деформированием (ППД), применяемую в качестве финишной операции [7, 9]. Методы ППД (обкатка роликами или шарами, алмазное выглаживание, дробеструйная обработка и др.) позволяют существенно повысить релаксационную стойкость поверхностного слоя в результате формирования тонкой структуры с большим числом равномерно распределенных внутренних барьеров, препятствующих движению дислокаций [9]. Кроме того, они выравнивают и стабилизируют структуру поверхностного слоя, снижают шероховатость, завальцовывают поверхностные дефекты (трещины, риски и др.), подавляют остаточные напряжения растяжения и формируют в поверхностном слое остаточные напряжения сжатия, улучшая эксплуатационные свойства изделий. Повышенная прочность материала поверхностного слоя в результате пластического деформирования устойчива к различным температурно-силовым воздействиям и, безусловно, является положительным фактором технологической наследственности для обеспечения высокой размерной стабильности изделий.

ППД не требует принципиального изменения технологического процесса, но является дополнительной технологической операцией. Поэтому целесообразно заменить дискретные методы обработки, в том числе метод ППД, комбинированными методами.

Эффективное управление технологическими остаточными деформациями при изготовлении валов невозможно без аттестации операций по напряженному состоянию (особенно при механической лезвийной обработке) для прогнозирования точности изделий и обоснованного назначения рациональных способов и режимов обработки.

Напряженное состояние поверхностного слоя детали после обработки можно оценить интегральным показателем — площадью эпюры начальных напряжений $P_{\rm H}$ [2], который, с одной стороны, характеризует деформирующую способность начальных напряжений (ДСНН), а с другой — влияние

параметров обработки и инструмента на напряженное состояние детали.

Исследовали напряженные состояния валов из сталей 40, 12Х18Н10Т и 30Х13 после токарной обработки [4] резцами, оснащенными твердосплавными пластинами ВК8 и имеющими следующие параметры режущей части: главный угол в плане $\varphi = 90^{\circ}$; передний угол $\gamma = 10^{\circ}$; задний угол $\alpha = 10^{\circ}$; угол наклона главной режущей кромки $\lambda = -10^{\circ}$ (приняты по условию минимальной напряженности поверхностного слоя). Установлено, что с уменьшением угла φ₁ с 30 до 2,5° в среднем ДСНН уменьшается на 80 %, при увеличении радиуса $r_{\rm p}$ при вершине резца с 0,25 до 1 мм ДСНН уменьшается на 180 % и на 170 % при увеличении скорости v резания с 12 до 75 м/мин, с уменьшением подачи S c 0,69 до 0,049 мм/об ДСНН уменьшается на 110 % и на 150 % с уменьшением глубины t резания с 1,5 до 0,4 мм. Исследования показали, что оптимизацией параметров токарной обработки и инструмента можно в 4—8 раз снизить остаточные деформации изгиба валов и, применив чистое точение, добиться величины остаточных деформаций в пределах $0.01 \div 0.3$ мм.

При проектировании технологических процессов изготовления изделий ответственного назначения особое значение имеют финишные операции, которые во многом определяют качество поверхностного слоя и точность изделия.

Как правило, окончательная обработка валов осуществляется шлифованием. Но шлифование заготовки с остаточной деформацией изгиба сопровождается неравномерными термическими и силовыми воздействиями абразивного круга, что снижает качество поверхностного слоя, формирует высокие остаточные напряжения растяжения и создает неравномерность напряженного состояния заготовки. Возникающие при этом остаточные деформации изгиба, как правило, превышают допустимое отклонение от прямолинейности оси, поэтому возникает необходимость в прецизионной правке детали. Однако на завершающем этапе изготовления ответственных валов правка упругопластическим изгибом недопустима. Поэтому целесообразно отказаться от шлифования и ограничиться чистовым точением (в отдельных случаях тонким точением), а в качестве финишной обработки применять правку ППД, которая одновременно с отделочно-упрочняющей обработкой позволяет исправлять небольшие $(0.01 \div 0.3 \text{ мм/м})$ остаточные деформации изгиба. В основе правки ППД, относящейся к технологиям прецизионного машиностроения, лежит точное управление напряженным состоянием заготовки в процессе обработки. Также она обеспечивает снижение отрицательного влияния технологической наследственности на точность изготовления изделий по следующим причинам:

- 1) глубина распространения начальных напряжений в результате ППД значительно превышает глубину активной части эпюры остаточных напряжений, сформированных предшествующей обработкой;
- 2) распределение остаточных напряжений при правке ППД наиболее близко к осевой симметрии.

Исследования [10] показали, что размерная стабильность валов после правки ППД в 7 раз выше, чем после правки упругопластическим изгибом, и в 2,6 раза выше, чем после правки растяжением. Исследовали валы, имевшие перед правкой одинаковую форму изогнутой оси и остаточные деформации изгиба, равные 0,3 мм, которые были получены при одинаковых условиях и режимах обработки. Промышленные испытания показали, что правка ППД обеспечивает высокое качество поверхностного слоя, требуемую точность, оптимальное напряженное состояние и размерную стабильность изделия и может заменить чистовое шлифование и финишную стабилизирующую обработку.

Для сокращения производственного цикла кроме правки ППД целесообразно применять комбинированную обработку — термосиловую правку, включающую в себя разнородные, но вместе с тем технологически совместимые процессы. Это позволит в рамках одной технологической операции осуществлять правку заготовок и формировать необходимые физико-механические свойства материала. Снижение технологических остаточных деформаций изгиба при термосиловой правке осуществляется путем целенаправленного изменения напряженного состояния заготовок в результате одновременного силового и термического воздействий на материал, что приводит к релаксации напряжений при отжиге или к кинетическим изменениям свойств (кинетическая пластичность) при закалке, нормализации и отпуске. Термосиловую правку (правка с закалкой) с последующим стабилизирующим отпуском лучше всего проводить на начальном этапе изготовления валов вместо существующей термической обработки — улучшения. Это позволяет до 6 раз снизить остаточные деформации изгиба заготовок и сформировать заданные физико-механические свойства материала, что существенно уменьшает объем последующих термической и механической обработок изделия [5].

Термосиловая правка и правка ППД не требуют сложного оборудования и позволяют оптимизировать технологический процесс изготовления валов ответственного назначения.

На основании исследований была оптимизирована технология изготовления длинномерных валов роторов насосно-компрессорного оборудования.

Последовательность основных операций: отрезание заготовки из проката; контроль химического состава металла и остаточных деформаций изгиба заготовок; термосиловая правка заготовок (совмещение с закалкой металла); стабилизирующий отпуск; контроль физико-механических свойств, структуры металла и остаточных деформаций изгиба; создание базовых поверхностей; черновое обтачивание в один переход; получистовое обтачивание в один переход; центродоводочная операция; чистовое обтачивание в один переход; фрезерование шпоночных пазов и лысок; правка ППД; контроль качества.

Достоинства данной технологии: сокращение производственного цикла, снижение брака и издержек на единицу продукции при обеспечении требуемого качества.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Марков Н. Н., Осипов В. В., Шабалина М. Б.** Нормирование точности в машиностроении / Под ред. Ю. М. Соломенцева. М.: Высшая школа, 2001. 335 с.
- 2. **Овсеенко А. Н.** Технологические остаточные деформации маложестких деталей и методы их снижения // Вестник машиностроения. 1991. № 2. С. 58—61.
- 3. **Мураткин Г. В., Котова И. В.** Критерии изгибной жесткости стержневых деталей // Ремонт, восстановление, модернизация. 2006. № 2. С. 42—45.
- 4. **Мазур В. К., Мураткин Г. В.** Исследование влияния режимов токарной обработки на остаточные деформации длинномерных валов // Наука, техника, образование г. Тольятти и Волжского региона: Межвуз. сб. науч. тр. Тольятти: Тольяттинский политехн. ин-т. 2001. Вып. 4. Ч. 2. С. 25—29.
- 5. **Мураткин Г. В.** Правка нежестких деталей при термической обработке // Ремонт, восстановление, модернизация. 2004. № 8. С. 21—26.
- 6. **Мураткин Г. В.** Образование технологических остаточных деформаций и напряжений при изготовлении нежестких валов // Автоматизация и современные технологии. 2003. № 8. С. 16—20.
- 7. **Подзей А. В.** Технологические остаточные напряжения. М.: Машиностроение, 1978. 216 с.
- 8. **Коцюбинский О. Ю.** Стабилизация размеров чугунных отливок. М.: Машиностроение, 1974. 296 с.
- 9. **Папшев Д. Д.** Отделочно-упрочняющая обработка поверхностным пластическим деформированием. М.: Машиностроение, 1978. 152 с.
- 10. **Мураткин Г. В., Дятлов А. А.** Повышение надежности коленчатых валов при ремонте двигателей // Ремонт, восстановление, модернизация. 2013. № 5. С. 25—31.

Ю. П. КАТАЕВ, д-р техн. наук, И. М. ЗАКИРОВ, д-р техн. наук (Казанский национальный исследовательский технический университет им. А. Н. Туполева-КАИ), М. А. СЕМЕШКО (ООО Фирма "МВЕН", г. Казань), e-mail: info@mven.ru

Определение реологических параметров полимерных смол при изготовлении композиционных конструкций¹

Рассматривается устройство для определения динамического коэффициента вязкости и предела текучести полимерных смол. Приведены уравнения для вычисления данных параметров по экспериментальным параметрам деформации полимерной смолы.

Ключевые слова: полимерная смола, предел текучести, коэффициент вязкости, уравнение равновесия.

The device for determination of dynamic viscosity coefficient and yield strength of polymer resins is considered. The equations for calculation of the subject parameters by experimental deformation parameters of a polymer resin are given.

Keywords: polymer resin, yield strength, viscosity coefficient, equilibrium equation.

Полимерные смолы, применяемые при изготовлении композиционных материалов, с позиции реологии относятся к упруговязким материалам [1, 2]. Если показатель прочности смолы ниже предела текучести $\tau_{\rm T}$, то она является упругим материалом и подчиняется закону Гука:

$$\tau = G\gamma, \tag{1}$$

где τ — касательное напряжение; G — модуль упругости при сдвиге; γ — сдвиговая деформация.

Если показатель прочности полимерной смолы достигает предела текучести $\tau_{\text{T}},$ то проявляются вязкие свойства:

$$\tau = \tau_{\rm T} + \eta \dot{\gamma},\tag{2}$$

где η — динамический коэффициент вязкости; $\dot{\gamma}=\frac{\partial\gamma}{\partial t}$ (t- время).

Для смолы значения показателей η и τ_T определяют экспериментально. При этом способы их определения — трудоемкие и недостаточно надежные.

На рис. 1 представлена схема устройства для определения пределов текучести и вязкости. В зазоре δ между корпусом I и штоком находится испытуемый материал 2. Смола, находящаяся в камере 3, захватывается штоком при движении в направлении основания устройства. В камерах 3 и 4 создаются давления соответственно $p_{\rm BX}$ и $p_{\rm Bыx}$. В хо-

де испытаний измеряют приложенное к штоку усилие, перемещение и скорость штока.

Сила деформации смолы в зазоре шириной δ определяется выражением:

$$P = P_3 - p_{\text{BMX}} \pi (r_{\text{B}}^2 - r_{\text{III}}^2) + Q + p_0 \pi (r_{\text{B}}^2 - r_{\text{III}}^2), (3)$$

где P_3 — усилие, приложенное к штоку; Q — вес штока; $r_{\rm B}$ и $r_{\rm III}$ — радиусы рабочей части и тяги штока; p_0 — атмосферное давление.

В зазоре δ , заполненном смолой, выделим дифференциально малый элемент A (рис. 2), положение которого определяется радиусом r, и рассмотрим условие его равновесия. В данном случае из трех уравнений равновесия при движении штока справедливо выражение

$$\frac{\partial \sigma_{zr}}{\partial r} + \frac{\partial \sigma_{zs}}{\partial s} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} + \frac{\sigma_{zr}}{r} + q^* = 0,$$

где q^* — удельный вес смолы.

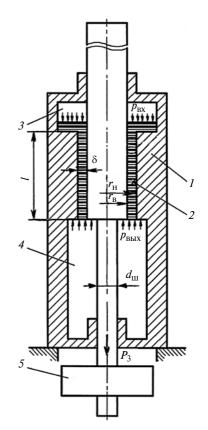


Рис. 1. Устройство для определения предела текучести и предела вязкости смолы:

I — корпус устройства; 2 — полимерная смола; 3 — верхняя камера; 4 — нижняя камера; 5 — тянущий механизм

¹ Исследования проводили при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках ФЦП "Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научнотехнологического комплекса России на 2014—2020 гг.", соглашение № 14.579.21.0037 от 05.06.2014. Уникальный идентификатор ПНИ — RFMEF157914X0037.

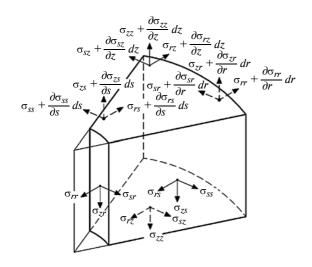


Рис. 2. Дифференциально малый элемент испытуемого материала

Из анализа рис. 2, получим:

$$\frac{\partial \sigma_{zs}}{\partial s} = 0; \quad \frac{\partial \delta \sigma_{zz}}{\partial z} = -\frac{p_{\rm BX} + p_{\rm BMX}}{l}; \quad q^* = -q,$$

где l — высота слоя.

Тогда уравнение равновесия имеет вид:

$$\frac{\partial \tau}{\partial r} + \frac{\tau}{r} = p,$$

где $\tau = \tau_{zr}$;

$$p = \frac{p_{\rm BX} - p_{\rm BbIX}}{I} + q. \tag{4}$$

При вязком течении смолы согласно выражению (2) имеем:

$$\tau = \tau_{\rm T} + \eta \frac{\partial v}{\partial r},\tag{5}$$

где v — скорость смолы.

Из выражений (4) и (5) получим:

$$v''r + v' = \frac{pr}{\eta} - \frac{\tau_{\mathrm{T}}}{\eta}.$$

Проинтегрировав последнее уравнение, получим:

$$v = \frac{pr^2}{4\eta} - \frac{\tau_{\rm T}r}{\eta} + c \ln r + c_1, \tag{6}$$

где c и c_1 константы интегрирования.

Константы интегрирования определим из следующих граничных условий: v=0 при $r=r_{\rm H}$; $v=-v_0$ при $r=r_{\rm B}$, которые обусловлены тем, что смола прилипает к штоку и корпусу устройства. Тогда справедливы выражения:

$$c = \left[v_0 - \frac{p}{4\eta}(r_H^2 - r_B^2) + \frac{\tau_T}{\eta}(r_H - r_B)\right] \left(\ln \frac{r_H}{r_B}\right)^{-1};$$

$$c_1 = -\frac{pr_H^2}{4\eta} + \frac{\tau_T r_H}{\eta} - c \ln r_H.$$
 (7)

Подставив значение констант (7) в выражение (6), получим уравнение распределения скоростей в поперечном сечении зазора δ :

$$v = -\frac{p}{4\eta} (r_{\rm H}^2 - r^2) + \frac{\tau_{\rm T}}{\eta} (r_{\rm H} - r) - c \ln \frac{r_{\rm H}}{r}.$$
 (8)

Из выражений (5) и (8) получим уравнение распределения касательных напряжений при течении полимерной смолы:

$$\tau = \frac{pr}{2} + \frac{c\eta}{r}.\tag{9}$$

При упругом деформировании с учетом формулы (1) получим касательное напряжение:

$$\tau = G \frac{\partial w}{\partial r},\tag{10}$$

где w — перемещение элементов смолы в зазоре δ .

С учетом выражения (10) уравнение (4) равновесия будет иметь вид:

$$Gw'' + \frac{G}{r}w' = p.$$

Решая данное дифференциальное уравнение, получим:

$$w = -\frac{p}{4G}(r_{\rm H}^2 - r^2) - c_y \ln \frac{r_{\rm H}}{r},$$

здесь

$$c_y = \left[w_0 - \frac{p}{4G}(r_{\rm H}^2 - r_{\rm B}^2)\right] \left(\ln \frac{r_{\rm H}}{r_{\rm B}}\right)^{-1},$$

где w_0 — перемещение рабочей части штока.

При упругом деформировании полимерной смолы касательное напряжение определяется выражением

$$\tau = \frac{pr}{2} + \frac{Gc_y}{r}. (11)$$

Для определения модуля G упругости при сдвиге осуществим перемещение штока на величину w_1 и определим согласно уравнению (3) усилие P_1 , что позволит определить касательное напряжение на поверхности штока:

$$\tau_1 = \frac{P_1}{2\pi r_{\rm p}l}.$$

Тогда с учетом выражения (11) определим модуль упругости при сдвиге:

$$G = \left(\tau_1 - \frac{pr_B}{2}\right) \frac{r_B}{w_1} \ln \frac{r_H}{r_B} + \frac{p}{4w_1} (r_H^2 - r_B^2).$$
 (12)

Для определения предела $\tau_{\rm T}$ текучести и коэффициента η вязкости смолы измерим усилие P_2 при скорости v_2 и усилие P_3 при скорости v_3 .

Тогда касательные напряжения на поверхности штока составят:

$$\tau_2 = \frac{P_2}{2\pi r_p l}; \quad \tau_3 = \frac{P_3}{2\pi r_p l}.$$

Подставив последние уравнения в выражение (9), получим:

$$\tau_2 = \frac{pr_{\rm B}}{2} + \frac{c_2\eta}{r_{\rm B}};\tag{13}$$

$$\tau_3 = \frac{pr_{\rm B}}{2} + \frac{c_3\eta}{r_{\rm p}},\tag{14}$$

где

$$c_{2} = \left[v_{2} - \frac{p}{4\eta}(r_{H}^{2} - r_{B}^{2}) + \frac{\tau_{T}}{\eta}(r_{H} - r_{B})\right] \left(\ln \frac{r_{H}}{r_{B}}\right)^{-1};$$

$$c_{3} = \left[v_{3} - \frac{p}{4\eta}(r_{H}^{2} - r_{B}^{2}) + \frac{\tau_{T}}{\eta}(r_{H} - r_{B})\right] \left(\ln \frac{r_{H}}{r_{D}}\right)^{-1}.$$

Из уравнений (13) и (14) находим:

$$\eta = \frac{\tau_2 - \tau_3}{v_2 - v_3} r_{\rm B} \ln \frac{r_{\rm H}}{r_{\rm R}}; \tag{15}$$

$$\tau_{\rm T} \left[\left(\tau_2 - \frac{p r_{\rm B}}{2} \right) r_{\rm B} \ln \frac{r_{\rm H}}{r_{\rm B}} - \eta v_2 + \frac{p}{2} (r_{\rm H}^2 - r_{\rm B}^2) \right] \frac{1}{r_{\rm H} - r_{\rm B}}. \quad (16)$$

Таким образом, используя уравнения (12), (15) и (16), можно определить реологические свойства полимерной смолы.

Приняв p = 0, получим формулы:

$$G = \tau_1 \frac{r_{\rm B}}{w_1} \ln \frac{r_{\rm H}}{r_{\rm B}}; \quad \eta = \frac{\tau_2 - \tau_3}{v_2 - v_3} r_{\rm B} \ln \frac{r_{\rm H}}{r_{\rm B}};$$

$$\tau_{\mathrm{T}} = \left(\tau_{2} r_{\mathrm{B}} \ln \frac{r_{\mathrm{H}}}{r_{\mathrm{B}}} - \eta v_{2}\right) \frac{1}{r_{\mathrm{H}} - r_{\mathrm{B}}}.$$

Если $\delta = r_{\rm H} - r_{\rm B}$ является малой величиной по сравнению с радиусом $r_{\rm B}$, то можно записать:

$$r_{\rm B} \ln \frac{r_{\rm H}}{r_{\rm B}} = r_{\rm B} \ln \left(1 + \frac{\delta}{r_{\rm B}} \right) \approx \delta.$$

Тогда

$$G = \tau_1 \frac{\delta}{w_1}; \quad \eta = \frac{\tau_2 - \tau_3}{v_2 - v_3} \delta; \quad \tau_T = \tau_2 - \frac{\eta}{\delta} v_2.$$

Данные уравнения можно использовать при $r_{\rm B}=\infty$, т. е. вместо цилиндрического поршня можно протягивать плоские листы, между которыми находится слой полимерной смолы толщиной δ .

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. Рейнер М. Реология. М.: Наука, 1965. 224 с.
- 2. **Салина М. С., Катаев Ю. П.** Особенности течения полимерных смол // Изв. вузов. Авиационная техника. 2015. № 1. С. 5—10.
- 3. **Салина М. С., Катаев Ю. П.** Определение предела текучести, вязкости смолы // Вестник КНИТУ. 2015. № 4. С. 53-56.

УДК 621.9.08

В. А. АЛЕКСАНДРОВ, канд. техн. наук (УГАУ, г. Екатеринбург), А. Н. ВИЛКОВ, Ю. В. ВИЛКОВА, Г. М. ТРОМПЕТ, канд. техн. наук (УрФУ, г. Екатеринбург), e-mail: alexandrov_vikt@mail.ru

Внедрение станочных систем активного контроля при обработке прерывистых поверхностей

Предложено станочное оборудование активного контроля виброконтактным измерением, повышающее точность и производительность обработки, а также технологический запас точности.

Ключевые слова: станочное оборудование, активный контроль, виброконтактное измерение, технологический запас точности, прерывистая поверхность.

The machine-tool equipment for in-process gauging by vibrocontact measurement, increasing accuracy and capability of processing, and also technological margin of accuracy, is suggested.

Keywords: machine-tool equipment, in-process gauging, vibrocontact measurement, technological margin of accuracy, discrete surface.

Контроль прерывистых поверхностей при обработке связан с постоянным изменением их положения. Однако он имеет характерные особенности для разных видов обработки. При плоском шлифовании, особенно на круглом столе I (рис. 1), скорость перемещения заготовок 2 достигает 150 м/мин [1]. Характерными признаками такой обработки являются длина и прерывистость контролируемой поверхности, например на рис. 1 длина обрабатываемой поверхности равна 8 мм, разрыва — 150 мм, допуск толщины кольца — 30 мкм [2]. На измерения влияют также постоянные удары измерительного наконечника о кромки выступов заготовок, струя смазочно-охлаждающей жидкости, наличие

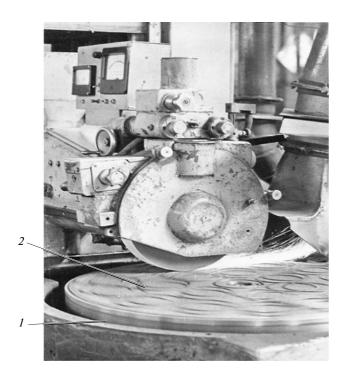


Рис. 1. Обработка заготовок колец с большой прерывистостью поверхности

абразивных зерен и стружки, пары агрессивных жидкостей. При бесцентровом шлифовании детали с острыми кромками обработанных поверхностей перемещаются с большой скоростью.

Для непрерывного контроля изменяющихся размеров заготовок с разрывами измеряемой поверхности используют станочное оборудование активного контроля (СОАК) [3, 4] с ножевидным вибрирующим наконечником I (рис. 2), который меньше изнашивается, чем наконечник, постоянно скользящий по поверхности детали. Длину контакта наконечника с поверхностью выбирают из условия отсутствия поперечных колебаний наконечника, зависящих от его упругости, сила которой определяется законом Гука [5, 6]:

$$F = k\lambda, \tag{1}$$

где k — коэффициент жесткости материала наконечника; λ — длина (удлинение), м, или поворот плоскости наконечника, град, или отклонения крайней точки наконечника от плоскости, м.

Измерительный шток 4 с наконечником 1 (см. рис. 2) совершает возвратно-поступательные колебания в соответствии с формулой [7, 8]

$$M\frac{\mathrm{d}^2 x}{\mathrm{d}t^2} + h\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} + kx = P\sin\omega t,$$

где M — масса штока с наконечником; x — его перемещение; h — коэффициент сопротивления; P и

 ω — возмущающая сила электромагнита и ее частота; t — время.

При движении по измеряемой поверхности возникают удары наконечника о кромки обрабатываемых деталей с постоянной периодичностью, равной длине I разрыва обрабатываемой поверхности, и под углом α к вертикальной плоскости наконечника (рис. 3), что приводит к крутильным колебаниям, описываемых выражением

$$J\ddot{\varphi} + 2b\ddot{\varphi} + k^2 \varphi = F_v \sin pt, \tag{2}$$

где J — момент инерции; ϕ — амплитуда крутильных колебаний (угловой поворот, отклонение край-

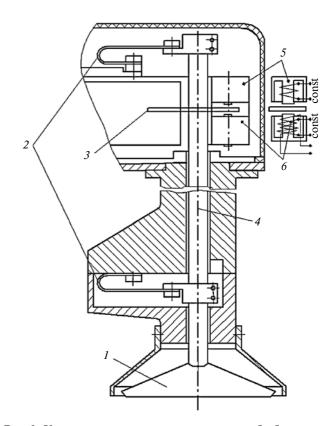


Рис. 2. Устройство для непрерывного контроля обрабатываемой прерывистой поверхности

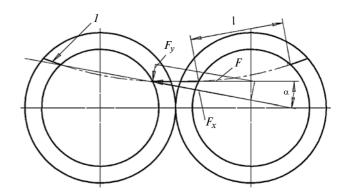


Рис. 3. Траектория измерительного наконечника: I — след наконечника

ней точки наконечника от плоскости); 2b — коэффициент сопротивления; F_y — момент удара, зависящий от расположения деталей на вращающемся магнитном столе относительно оси вращения (см. рис. 3); p — частота ударов.

Решение дифференциального уравнения (2) при наличии упругого сопротивления имеет вид:

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2$$
.

Здесь $\varphi_1 = Ae^{-bt}\sin(kt - \alpha)$ — общее решение уравнения; $\varphi_2 = B\sin(pt - \beta)$ — частное решение полного уравнения (2), где A и α — постоянные интегрирования, определяемые начальными условиями; B и β — постоянные интегрирования, подбираемые так, чтобы равенство (2) обратилось в тождество.

Далее определим производные:

$$\dot{\varphi}_2 = Bp\cos(pt - \beta);$$

$$\ddot{\varphi}_2 = Bp\sin(pt - \beta).$$

Подставив $\phi_2,\ \dot{\phi}_2,\ \ddot{\phi}_2$ в выражение (2) и обозначив $pt-\beta=\psi,$ получим

$$B(-p^2 + k^2)\sin\psi + 2bpB\cos\psi =$$

$$= F_{\nu}(\cos\beta\sin\psi + \sin\beta\cos\psi). \tag{3}$$

Для выполнения равенства (3) при любых значениях ψ коэффициенты при $\sin \psi$ и $\cos \psi$ в левой и правой частях должны быть равны друг другу:

$$B = \frac{F_y}{\sqrt{(k^2 - p^2)^2 + 4b^2 p^2}};$$

$$tg\beta = \frac{2bp}{k^2 - p^2}.$$

Амплитуда крутильных колебаний — угол поворота плоскости разнесенного наконечника, $B = \varphi_{\max} = \lambda$ [см. уравнение (1)]. Используя собственные колебания измерительного наконечника, определяемые коэффициентом k жесткости материала (титановый сплав BT-16), и вынужденные колебания, определяемые числом p ударов в секунду, приходим к выводу, что при $p \gg k$ амплитуда $B = \varphi_{\max}$ колебаний очень мала (практически близка к нулю), что подтверждает и классическая теория колебаний [6].

При измерении размеров обрабатываемых деталей наконечник 1 штока 4 (см. рис. 2), подвешенного на упругих элементах 2, контактирует с поверхностью. В зависимости от изменения размера заготовки амплитуда колебаний штока 4 и якоря 3 изменяется под действием электромагнита 6. Влияние ударных нагрузок демпфирует (компенсиру-

ет) постоянный магнит 5. Изменение амплитуды колебаний якоря 3 приводит к изменению индуцируемой в виброгенераторе ЭДС, что регистрирует отсчетно-командное устройство.

Использование предложенного устройства для непрерывного управляющего контроля обрабатываемой прерывистой поверхности на металлорежущих станках способствует [2]: снижению ударных нагрузок при измерении; повышению работоспособности и надежности СОАК; увеличению устойчивости его работы; повышению чувствительности и точности.

Затруднение измерений связано с определенной погрешностью, возникающей при касании измеряемой поверхности наконечником в точке A (происходит удар кромки заготовки по наконечнику) (рис. 4). Исследования [9], проведенные с использованием СОАК виброконтактного принципа измерения на разных металлорежущих станках, показали, что при угле $\alpha \le 5^\circ$ наклона наконечника к измеряемой поверхности видимого изменения показаний не наблюдалось.

Вследствие непараллельности линий AC (см. рис. 4, a) и KE наконечник будет касаться контролируемой поверхности в одной точке A. При измерении происходит западание (опускание в разрывы) наконечника (см. рис. 4, δ). Определим допустимую величину разрывов измеряемых поверхностей в зависимости от угла α наклона наконечника, основываясь на максимальной погрешности средств активного контроля, составляющей 60% поля допуска [10]. Из треугольника ABD получим:

$$AD = BD/tg\alpha$$
; $BD = 0.6T$,

где T — допуск на получаемый размер детали.

Запись выходного сигнала на ленту самопишущего прибора при контроле поверхности вращающегося стола плоскошлифовального станка всей поверхностью наконечника (рис. 5, a) и под углом 5° (рис. 5, δ) показала аналогичные результаты [11].

В таблице приведены допустимые разрывы измеряемых поверхностей в зависимости от допуска T на обработку и угла α наклона наконечника.

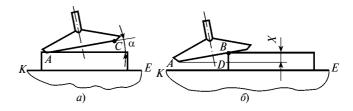


Рис. 4. Положения ножевидного наконечника

Как показали исследования [3], в производственных условиях с помощью ножевидного наконечника можно контролировать детали с разрывами обрабатываемой поверхности до 60 мм при допуске T=0.015 мм. Это достигается следующим образом. После установки виброэлектромагнитного преобразователя над поверхностью стола с помощью базирующего устройства разнесенный наконечник опускают на поверхность абразивного бруска зернистостью $8\div12$ [12], находящегося на столе, и притирают его так, чтобы рабочая поверхность наконечника полностью прилегала к базовой поверхности.

Применение СОАК позволяет исключить промежуточные измерения и значительно повысить точность заготовок в обрабатываемой партии [13]. Если до использования станочного оборудования активного контроля точечные диаграммы для каждой партии заготовок (70 деталей) располагались по всему полю допуска, то при обработке с исполь-

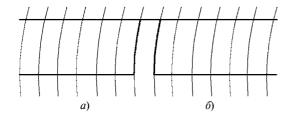


Рис. 5. Выходной сигнал виброэлектромагнитного преобразователя при контакте наконечника со всей измеряемой поверхностью (a) и в одной точке (b)

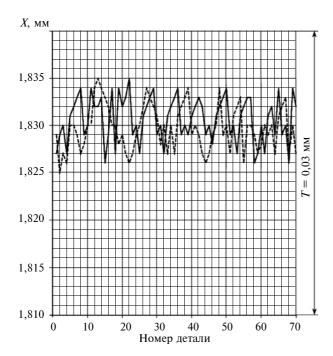


Рис. 6. Точечная диаграмма размеров деталей:

____ — ряд 1; --- — ряд 2

Допуск <i>T</i> , мкм	Допустимый разрыв, мм, поверхности при угле α наклона наконечника			
	1°	30'	10'	5'
10	0,35	0,7	2,0	4,3
20	0,7	1,4	4,0	8,7
30	1,0	2,0	6,0	13,0

зованием СОАК они накладываются на диаграмму настроечной партии, расположенной в верхней половине поля допуска T (ряд 1 и ряд 2) (рис. 6).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Соболев М. П., Этингоф М. И.** Автоматический размерный контроль на металлорежущих станках. Смоленск: Ойкумена, 2005. 300 с.
- 2. **Тромпет Г. М.** Методы расчета условий эксплуатации систем управляющего контроля: Монография. Екатеринбург: УГТУ—УПИ, 2010. 226 с.
- 3. **Александров В. А., Тромпет Г. М.** Технологические и метрологические возможности станочного оборудования активного контроля в серийном производстве: Монография. Екатеринбург: УрГАУ, 2014. 232 с.
- 4. **Пат. 90892 Рос. Федерация:** МПК G01B7/12 G01B7/02. Устройство для непрерывного контроля обрабатываемой прерывистой поверхности.
- 5. **Тарг С. М.** Краткий курс теоретической механики. М.: Высшая школа, 1986. 416 с.
- 6. **Бабенков И. М.** Теория колебаний. М.: Наука, 1986. 254 с.
- 7. **Пфейффер П.** Колебания упругих тел. М.: КомКнига, 2006. 215 с.
- 8. **Тромпет Г. М., Красильников А. Я.** Виброконтактный преобразователь для измерительного модуля многоцелевого станка // СТИН. 2007. № 2. С. 18—20.
- 9. **Тромпет Г. М., Харитонов В. М.** Активный контроль размеров деталей с прерывистыми поверхностями // Библиографический указатель ВИНИТИ. Депонированные научные работы. 1984. № 3. С. 103—111.
- 10. **Бирюков Б. Н., Кувшинский В. В., Тромпет Г. М.** Использование приборов активного контроля для оптимизации процессов обработки деталей с большой прерывистостью // Библиографический указатель ВИНИТИ. Депонированные научные работы. 1978. № 4. С. 141-144.
- 11. **Волосов С. С., Педь Е. И.** Приборы для автоматического контроля в машиностроении. М.: Изд-во стандартов, 1975. 333 с.
- 12. **Кувшинский В. В.** Чистовая абразивная обработка. Свердловск: УПИ, 1970. 82 с.
- 13. **Тромпет Г. М.** Повышение точности и производительности механической обработки труднообрабатываемых и трудноконтролируемых деталей на основе использования виброконтактного принципа измерения // Наука и технологии. Т. 1. Избранные труды Международного симпозиума по фундаментальным и прикладным проблемам науки. М.: РАН, 2012. 234 с.

Д. С. СОЛОВЬЕВ, канд. техн. наук, А. Ю. ПОТЛОВ, Ю. В. ЛИТОВКА, д-р техн. наук (Тамбовский ГТУ), e-mail: solovjevdenis@mail.ru

Снижение неравномерности толщины гальванического покрытия, наносимого с циклическим включением анодных секций¹

Рассматривается способ снижения неравномерности толщины гальванического покрытия, наносимого с циклическим включением анодных секций с разными напряжениями. Процесс формализован задачей оптимального управления и математической моделью.

Ключевые слова: гальванический процесс, циклическое включение, анодная секция, компьютерное моделирование, серийное производство.

The method of thickness irregularity decreasing of galvanic coating, applied with cyclic activation of anodic sections with different voltage, is considered. The process is formalized by the problem of optimal control and a mathematical model.

Keywords: galvanic process, cyclic activation, anodic section, computer modeling, batch production.

Гальванические покрытия наносят на рабочие поверхности деталей для повышения их долговечности и улучшения эксплуатационных свойств. Наиболее сложным является получение равномерного по толщине покрытия на изделиях сложной формы, что связано с дополнительным расходом не только материала покрытия, но и электроэнергии, затрачиваемой на гальванический процесс. Обеспечение заданной толщины покрытия позволит исключить брак или последующую механическую обработку изделий. Проблемой снижения неравномерности гальванического покрытия занимались многие исследователи. Одной из значимых является работа [1], в которой рассматриваются два подхода:

первый — определение оптимальных режимов электролиза: изменение напряжения в зависимости от времени, концентрация компонентов и температура электролита. Этот подход рассматривается в работах [2—4] по результатам теплового расчета с использованием источников реверсивного, импульсного и асимметричного переменного тока;

второй — определение оптимального расположения и формы электродов и изоляторов, рассматривается в работах [5, 6].

Ряд исследователей предлагают сочетать оптимальные режимы электролиза с условиями нанесения гальванического покрытия. Так, в работе [7]

предлагается использовать дополнительные аноды, которые перемещаются перпендикулярно к своей поверхности. Положение анодов определяется получением наиболее равномерного покрытия. Однако ограничения на число дополнительных анодов и их положение, связанные с реализацией конструкции перемещающих устройств, снижают эффективность способа при нанесении покрытий на детали сложной формы. В работе [8] установлена эмпирическая зависимость влияния концентрации компонентов электролита, температуры электролиза и длительности включения спицевых электродов в фигурном каркасном аноде как управляющих воздействий на равномерность гальванического покрытия. Способ, предлагаемый в работе [8], направлен скорее не на снижение неравномерности покрытия, а на повышение кроющей способности электролита. При этом выбор размеров, числа и расположения спицевых электродов в фигурном каркасном аноде для большой номенклатуры обрабатываемых изделий является весьма нетривиальной задачей, что не способствует широкому его применению.

Цель исследования — снизить неравномерность распределения толщины гальванического покрытия на изделиях сложной формы выбором нового сочетания оптимального режима электролиза с геометрией используемых электродов. Предлагаемое решение отличается относительной простотой реализации, а также пригодно для серийного производства.

Нанесение гальванического покрытия с циклическим включением анодных секций

Способ нанесения покрытия основан на использовании развертки изображения, применяемой в цифровом телевидении. Для его реализации предлагается разбить анод на несколько плоских секций (рис. 1) и управлять режимом электролиза изменением напряжения на каждой из них. Для управления нанесением покрытия используют развертку, а напряжения изменяют в соответствующие интервалы времени при движении по строкам и столбцам системы анодных секций.

Систему из $M \times N$ анодных секций располагают в одной плоскости гальванической ванны. Секции включают циклически v раз на заданное время $\Delta \tau$ слева направо (первая строка, вторая и т. д.). Длительность $\Delta \tau$ включения каждой (m, n)-й анодной

 $^{^1}$ Работа выполнена в рамках государственного контракта № 10741р/16955 от 01.08.2012 г. с Фондом содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере.

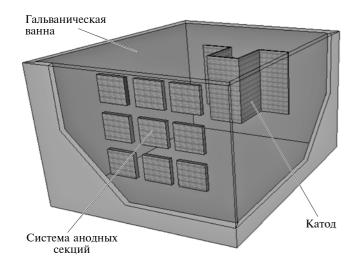


Рис. 1. Схема гальванической ванны с системой анодных секций 3×3

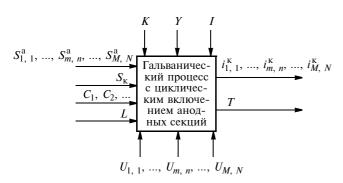


Рис. 2. Схема управления процессом нанесения покрытия с циклическим включением анодных секций

секции и подаваемое на нее напряжение $U_{m,n}$ могут быть разными, но постоянными на каждом цикле включения системы анодов.

Для выбора оптимального режима электролиза, позволяющего получить равномерную толщину покрытия, необходимо создать оптимальное управление процессом как объектом (рис. 2), на который влияют следующие факторы:

- 1) входные воздействия размеры, форма и площади поверхностей деталей, их число и размещение в пространстве ванны ($S_{1,1}^a$, ..., $S_{m,n}^a$, ..., $S_{M,N}^a$; S_{K}), концентрации основных компонентов электролита (C_1 , C_2 , ...), уровень электролита (L);
- 2) выходные управляемые воздействия плотность тока на поверхности катода при включении (m, n)-й анодной секции $(i_{1,1}^K, ..., i_{m,n}^K, ..., i_{M,N}^K)$, продолжительность гальванического процесса (T);
- 3) внешние возмущения состояние покрываемой поверхности (K), унос электролита в процессе промывки (Y), концентрация посторонних ионов в электролите (I);
- 4) управляющие воздействия напряжения между (m, n)-й анодной секцией и катодом $(U_{1,1}, ..., U_{m,n}, ..., U_{M,N})$.

Несмотря на стохастическую природу возмущающих воздействий их необходимо учитывать при управлении процессом. Концентрации посторонних ионов (I) регулируют цифровыми ареометрами, унос электролита (Y) — устройствами светозвуковой сигнализации для верхнего и нижнего из заданных уровней электролита.

Так как при обработке детали сложной формы для электролиза могут применяться электролиты с низкой рассеивающей способностью, а плотность $i_{m,n}^K$ катодного тока зависит от пространственных координат, то гальванический процесс представляет собой объект с распределенными координатами. В свою очередь режим циклического включения анодных секций проходит в динамике, следовательно, изменяется плотность катодного тока, поэтому имеем нестационарный режим электролиза.

Неравномерность распределения покрытия на поверхности катода оценивают отношением экстремальных значений толщины, получаемых за длительность T процесса:

$$R_1(T) = \bar{\delta}/\delta_{\min}; \tag{1}$$

$$R_2(T) = \delta_{\min}/\delta_{\max},\tag{2}$$

где R_1 и R_2 — критерии соответственно Каданера и Иванова; δ_{\min} , δ_{\max} и $\bar{\delta}$ — минимальная, максимальная и средняя толщина покрытия:

$$\delta_{\min} = \min_{\delta \in S_{\kappa}} [\delta(x, y, z, T)]; \tag{3}$$

$$\delta_{\max} = \max_{\delta \in S_{K}} [\delta(x, y, z, T)]; \tag{4}$$

$$\bar{\delta} = \frac{1}{\|S_{K}\|} \int_{S_{K}} \delta(x, y, z, T) dS_{K}, \tag{5}$$

где $||S_{\kappa}||$ — площадь поверхности катода.

Наиболее предпочтительным критерием оценки неравномерности покрытия, по мнению авторов, является сумма критериев (1) и (2), что позволяет учесть наросты на незначительной площади изделия-катода, при удовлетворительной неравномерности покрытия на остальных участках.

Задачу оптимального управления рассматриваемым гальваническим процессом можно сформулировать следующим образом.

Найти напряжения $U_{m,n}^*$ на каждой секции анода $(S_{m,n}^a)$ для заданной формы детали-катода (S_{κ}) из поступающей на обработку партии, минимизирующие критерий неравномерности распределения толщины покрытия:

$$R(T) = \frac{1}{\|S_{\mathbf{k}}\|} \frac{\int_{\mathbf{K}} \delta(x, y, z, T) dS_{\mathbf{k}}}{\min[\delta(x, y, z, T)]} + \frac{\min[\delta(x, y, z, T)]}{\max[\delta(x, y, z, T)]} \to \min$$
(6)

при ограничениях:

$$\delta_{\min} \ge \delta_{3a\pi};$$
 (7)

$$T \ge T_{\text{max}},$$
 (8)

где $\delta_{\rm 3ag}$ — заданная толщина гальванического покрытия; $T_{\rm max}$ — максимально допустимая длительность процесса.

Ограничение (7) на минимальную толщину покрытия позволяет исключить отбраковку деталей, а ограничение (8) обусловлено следующим: большинство электролитов имеет монотонно возрастающую поляризационную кривую, что обеспечивает наиболее равномерное распределение покрытия при минимальном анодном напряжении, однако резко возрастает продолжительность процесса, а производительность всей гальванической линии в целом снижается.

Чтобы связать критерий (6) с управляющими воздействиями, составим математическую модель динамики с распределенными координатами для рассматриваемого процесса.

Математическая модель процесса

Для получения математической модели процесса введем некоторые допущения и обозначения:

- 1) используем декартову систему координат с центром в нижнем углу внутренней области гальванической ванны, представляющей собой параллелепипед длиной L_x , шириной L_y и высотой L_z ;
- 2) система секций состоит из анодов квадратной формы со стороной h, расположенных в одной плоскости на расстоянии H_c друг от друга и на расстоянии H_a от задней стенки ванны. Система анодных секций центрируется на расстоянии H_1 относительно стенок ванны и H_2 относительно дна и границы электролит—воздух.

Для моделирования гальванических процессов примем традиционные допущения, обоснованные в работе [9]:

- 1) ванна с электролитом представляет собой объект с сосредоточенными координатами по температуре и электропроводности;
- 2) плотность, удельное сопротивление и магнитная проницаемость электролита являются константами ввиду периодической корректировки концентрации его компонентов;
- 3) проводимость электродов идеальная, так как электропроводность металлов на порядки выше электропроводности электролита;
- 4) анодные и катодные поляризационные кривые зависят только от плотности тока;
 - 5) крепления анодов и катода не учитываются;
 - 6) поверхности изделий гладкие (K = 0).

Толщина гальванического покрытия на поверхности катода после включения (m, n)-й анодной секции зависит от плотности тока, продолжитель-

ности включений и согласно закону Фарадея определяется выражением

$$\delta_{m, n}(x, y, z, \tau) = \frac{9}{\rho} \eta(x, y, z, \tau) i_{m, n}^{K}(x, y, z, \tau) \Delta \tau, (9)$$

где Θ — электрохимический эквивалент металла; ρ — плотность наносимого металла; η — выход по току; x, y, z, τ — пространственные координаты точки, принадлежащей поверхности катода, в момент времени τ .

Толщина покрытия после v циклов включения определяется суммой:

$$\delta(x, y, z, T) = v \sum_{m=1}^{M} \sum_{n=1}^{N} \delta_{m, n}(x, y, z, \tau), \qquad (10)$$

где M — число рядов; N — число секций в каждом ряду.

Продолжительность гальванического процесса рассчитывается как

$$T = vMN\Delta\tau. \tag{11}$$

Катодный выход по току η в уравнении (9) зависит от температуры t, катодной плотности i тока и концентрации C основных компонентов электролита:

$$\eta(x, y, z, \tau) = \eta[t, i_{m, n}^{K}(x, y, z, \tau), C_{1}, C_{2}, ...].$$
 (12)

Для вычисления плотностей тока воспользуемся законом Ома в дифференциальной форме:

$$i_{m,n}^{a}(x, y, z, \tau) = -\chi[\nabla \varphi(x, y, z, \tau), n_{m,n}^{a}],$$

$$(x, y, z, \tau) \in S_{m,n}^{a};$$
(13)

$$i_{m,n}^{K}(x, y, z, \tau) = \chi[\nabla \varphi(x, y, z, \tau), n_{K}],$$

$$(x, y, z, \tau) \in S_{K},$$
(14)

где $i_{m,n}^a$ — плотность анодного тока на (m,n)-й секции; $n_{m,n}^a$ и $n_{\rm K}$ — нормали к поверхности (m,n)-й анодной секции и катода соответственно; $\nabla \phi$ — градиент потенциала электрического поля в электролите с координатами (x,y,z) в пространстве ванны в момент времени τ .

Распределение потенциала в объеме электролита описывается дифференциальным уравнением в частных производных параболического типа:

$$\frac{\partial \varphi(x, y, z, \tau)}{\partial \tau} = \frac{c^2}{4\pi \chi \mu} \left(\frac{\partial^2 \varphi(x, y, z, \tau)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi(x, y, z, \tau)}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varphi(x, y, z, \tau)}{\partial z^2} \right) \bigg|_{V_{el}}.$$
(15)

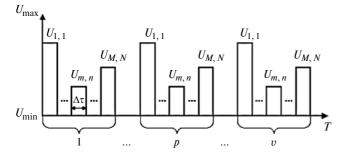


Рис. 3. Изменение напряжений на анодных секциях при электролизе с их циклическим включением:

1, ..., p, ..., v — циклы включения анодов; $U_{1,1}, ..., U_{m,n}, ..., U_{M,N}$ — значения анодных напряжений; $\Delta \tau$ — длительность включения секции

с начальным условием

$$\varphi(x, y, z, 0) = \varphi_0(x, y, z), \tag{16}$$

где c — скорость света в вакууме; μ и χ — магнитная проницаемость и электропроводность электролита; ϕ_0 — начальное распределение потенциала; V_{el} — объем электролита.

Распределение потенциала (15) ограничено стенками и дном ванны, а также границей электролит—воздух, что выражается краевым условием:

$$\frac{\partial \varphi(x, y, z, \tau)}{\partial n_{ins}} \bigg|_{S_{ins}} = 0, \tag{17}$$

где S_{ins} и n_{ins} — поверхность изолятора и нормаль к ней.

Граница электролит—анод описывается краевым условием

$$\varphi(x, y, z, \tau) + F_1[i_{m, n}^{a}(x, y, z, \tau)]\Big|_{S_{m, n}^{a}} = U_{m, n}. \quad (18)$$

Напряжение на аноде должно удовлетворять ограничению

$$U_{\min} \le U_{m,n} \le U_{\max},\tag{19}$$

где F_1 — анодная поляризационная кривая; U_{\min} — напряжение, соответствующее минимально необходимой плотности тока для начала выделения металла покрытия; U_{\max} — максимальное напряжение, поддерживаемое источником питания.

Цикличность включения системы анодных секций задается следующим порядком определения индексов анодов (рис. 3):

$$\forall \tau \in [0; T], \forall p = 1, ..., v$$
:

$$\begin{cases} m = q, \text{ если } p(q-1)N\Delta\tau \le \tau < pqN\Delta\tau, q = 1, ..., M; \\ n = r, \text{ если} \\ p[(r-1) + (q-1)N]\Delta\tau \le \tau < p[r + (q-1)N]\Delta\tau, \\ r = 1, ..., N. \end{cases}$$
 (20)

Границу электролит—катод определяет краевое условие

$$\varphi(x, y, z, \tau) - F_2[i_{m, n}^{K}(x, y, z, \tau)]\Big|_{S_K} = 0, \quad (21)$$

где F_2 — функция катодной поляризации.

Уравнения (3)—(5) и (9)—(21) представляют собой математическую модель гальванического процесса, связывающую критерий минимизации (6) с управляющими воздействиями, задаваемыми сочетанием граничного условия (18) и уравнений (20).

Компьютерное моделирование процесса

Наиболее применяемой для моделирования гальванических процессов является программа COMSOL Multiphysics "Electrodeposition Module" [10], которая позволяет изучать распределения температуры и плотности тока в гальванической ванне заданной геометрии, электродную кинетику, электрическую проводимость, а также подобрать наилучший состав электролита. Однако программа не подходит для моделирования гальванических процессов в ванне с большим числом анодов, работающих в режиме циклического включения, что обусловило разработку авторами программного обеспечения [11]. В этой программе при решении уравнений (3)—(5) и (9)—(21) наиболее значимым является дифференциальное уравнение (15) параболического вида с краевыми условиями второго (17) и третьего рода (18) и (21). Так как в правой части уравнения (15) есть константа $c^2/(4\pi\chi\mu)$ со значениями в диапазоне $10^{16} \div 10^{18}$, а диапазон значений катодного выхода по току в правой части функции (12) — $10^{-3} \div 10^{-2}$, то для решения уравнений математической модели используем подход, описанный в работе [12], при котором обе части уравнения (15) делим на $c^2/(4\pi \chi \mu)$. При этом данное уравнение сводится к набору дифференциальных уравнений эллиптического вида, описывающих включение всех $M \times N$ анодных секций, для решения которых пространство гальванической ванны аппроксимируется сеткой, а вместо производных функции распределения потенциала в объеме электролита рассматриваются их приближенные неявные разностные формулы в узлах сетки. Полученные уравнения в частных производных эллиптического вида заменяются алгебраическими уравнениями, которые решаются методом простых итераций, а для решения уравнений (13) и (14) используется метод нижней релаксации [13]. Так как число варьируемых переменных прямо пропорционально размеру анодных секций, неравномерность распределения толщины покрытия, определяемая критерием минимизации (6), ввиду широкой номенклатуры обрабатываемых изделий может быть достаточно непредсказуемой, то для алгоритма поиска значений управляющих воздействий используем метод "оврагов" [14].

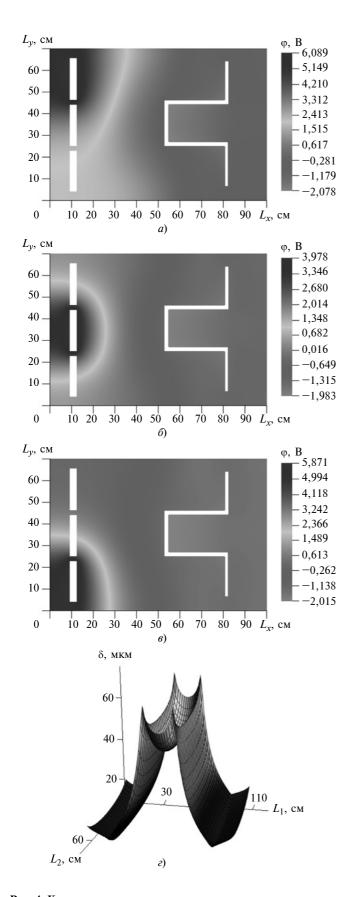


Рис. 4. Компьютерное моделирование распределения потенциала φ в сечении, параллельном плоскости L_xL_y при включении секций 2,1; 2,2; 2,3 с оптимальными напряжениями (a-e) и распределение толщины хромового покрытия по поверхности Т-образного изделия (z)

В качестве примера рассмотрим режим хромирования изделия Т-образной формы в гальванической ванне с системой анодных секций 3×3 , (см. рис. 1). Внутренний объем гальванической ванны $L_x\times L_y\times L_z=100\times70\times100$ см. Использовали плоские квадратные анодные секции со стороной h=18 см и межсекционным расстоянием $H_c=3$ см, отстоящие от задней стенки ванны на расстояние $H_a=8$ см, от боковых стенок на расстоянии $H_1=3$ см и от дна ванны — на $H_2=15$ см. Площадь изделия Т-образной формы $\|S_k\|=6600$ см². Ванна заполнена стандартным электролитом хромирования до уровня L=90 см.

Так как для хромирования использовали нерастворимые свинцовые аноды, их поляризацию не учитывали:

$$F_1[i_{m,n}^a(x, y, z, \tau)] = 0.$$

Катодная поляризация [15] имеет вид кусочнозаданной функции:

$$F_{2}[i_{m,\,n}^{\mathrm{K}}(x,\,y,\,z,\,\tau)] =$$

$$= \begin{cases} -0.357 i_{m,\,n}^{\mathrm{K}}(x,y,z,\,\tau) - 0.958 \text{ при } F_{2} \in (-\infty;\,-1]; \\ 0.866 i_{m,\,n}^{\mathrm{K}}(x,y,z,\,\tau) - 1.0347 \text{ при } F_{2} \in (-1;\,-0.67]; \\ -0.325 i_{m,\,n}^{\mathrm{K}}(x,y,z,\,\tau) - 0.5337 \text{ при } F_{2} \in (-0.67;\,\infty]. \end{cases}$$

Для хромирования в стандартном электролите выход по току описывается зависимостью [15]:

$$\eta(x, y, z, \tau) = \frac{5,43 - 0,036t - 0,0005t^2 - 0,002657C_1 +}{100 - 4,59C_2 +} \rightarrow \frac{+2,054[0,001i_{m,n}^{K}(x, y, z, \tau)] + 0,0575C_2}{+0,074C_2^2}.$$

Стандартный электролит хромирования содержит хромовый ангидрид концентрацией $C_1 = 250$ г/л и серную кислоту — $C_2 = 2.5$ г/л. Температура электролита t = 50 °C. Остальные константы, входящие в систему уравнений математической модели, являются справочными данными.

В результате численного решения задачи оптимального управления для рассматриваемого примера получены следующие значения напряжения на анодных секциях, В: $U_{1,1}^*=5,677;\;U_{1,2}^*=2,645;\;U_{1,3}^*=5,558;\;U_{2,1}^*=6,089;\;U_{2,2}^*=3,978;\;U_{2,3}^*=5,871;\;U_{3,1}^*=5,544;\;U_{3,2}^*=2,532;\;U_{3,3}^*=5,312.$ Минимальное значение критерия (6) неравномерности покрытия составило 2,814 при его заданной толщине $\delta_{3ад}=10$ мкм, длительности работы секции $\Delta \tau=3$ с и числе циклов включения системы анодов v=2000 раз.

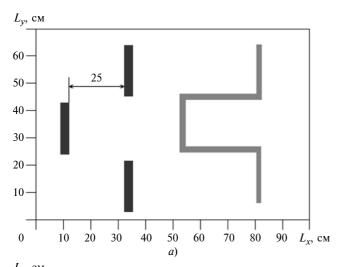
На рис. 4, a-e приведены распределения потенциала ϕ в сечении, параллельном плоскости L_xL_y

при оптимальных напряжениях на секциях, а на рис. 4, z — толщины хромового покрытия по поверхности T-образного изделия.

Экспериментальная реализация процесса

Для проверки компьютерного моделирования эксперимент повторили в лабораторных условиях с использованием микроконтроллера Arduino Uno Rev3, управляющего циклическим включением анодных секций посредством системы однофазных твердотельных реле PSSR и задающего анодные напряжения путем программирования команд выпрямителя Flex Kraft с рабочим напряжением $0 \div 12$ В и силой тока $0 \div 600$ A.

Нанесенное хромовое покрытие измеряли толщиномером List Magnetic Top-Check с погрешностью измерения ± 1 мкм в диапазоне $0 \div 100$ мкм при разрешающей способности 0,1 мкм. Для уменьшения влияния случайных факторов эксперимент повторяли 3 раза с последующим усреднением из-



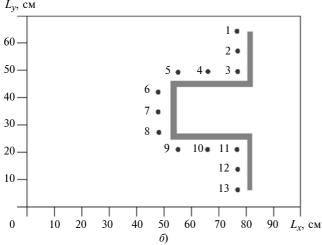


Рис. 5. Схема гальванической ванны (a) и конфигурации используемых электродов (δ):

 $1 \div 13$ — индексы спицевых электродов в фигурном каркасном аноле

меренной толщины слоя покрытия в геометрически эквивалентных точках поверхности изделия.

Для проверки эффективности режима циклического включения анодных секций полученные результаты сравнивали с результатами нанесения хромового покрытия способами, описанными в работах [7, 8]. По способу работы [7] применяли две дополнительные прямоугольные анодные секции размерами 20×60 см, расположенные напротив удаленных граней изделия, смещение которых относительно неподвижной секции анода варьировалось от 0 до 30 см (рис. 5, a). По способу работы [8] в фигурном каркасном аноде использовали 13 спицевых электродов длиной 60 см и диаметром 1 см, расположенных на расстоянии ≈ 4 см от поверхности изделия (рис. 5, б), которые с интервалом 1÷10 мин периодически подключали и отключали от источника питания. Концентрацию компонентов электролита и температуру изменяли в допустимом регламентом диапазоне: $150 \le C_1 \le 250$ г/л; 1,5 ≤ C_2 ≤ 2,5 г/л; 40 ≤ t ≤ 60 °C.

Обсуждение результатов

Разница критериев неравномерности (6) толщины покрытия, рассчитанных и измеренных, не превышала 7%, что указывает на адекватность разработанной математической модели.

Минимальные значения критериев неравномерности распределения толщины, полученные с использованием дополнительных анодов (смещенных на оптимальное расстояние 25 см) и фигурного каркасного анода (с отключением на 3 мин через каждые 8 мин работы спицевых электродов 1; 5; 6; 8; 9; 13), составили соответственно 4,128 и 3,551. На рис. 6 экспериментальные распределения толщины покрытия по поверхности изделия в сечении, параллельном дну ванны, приведены для предлагаемого способа (кривая 1), перемещаемых анодных секций (кривая 2) и фигурного каркасного анода (кривая 3). В этом случае эффективность применения циклического включения анодных секций по сравнению со способами, предложенными в работах [7, 8], составила соответственно 28,4 и 16,5 %.

Из-за ограничения на двунаправленную траекторию перемещения дополнительных анодов, конструктивной сложности (крепление дополнительных анодов) и высокой стоимости оборудования (наличие устройств для точного позиционирования электродов) способ, предложенный в работе [7], целесообразно использовать при проектировании производства.

По способу работы [8] превышение концентрации компонентов стандартного электролита хромирования приводило к браку — появлению коричневых пятен на покрытии, а значительные отклонения от оптимальной температуры (t = 50 °C)

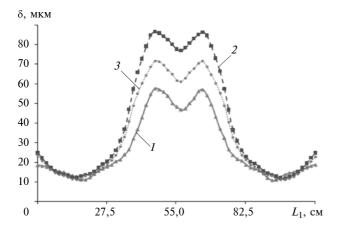


Рис. 6. Экспериментальные зависимости распределения толщины хромового покрытия по поверхности изделия при разных способах снижения неравномерности

хромирования приводили к образованию матового покрытия.

Варьируемые управляющие воздействия согласно зависимости (9) влияют на толщину покрытия посредством катодного выхода (12), однако узкий диапазон их допустимых значений не позволяет значительно снизить неравномерность покрытия. Несмотря на относительную простоту способа [8] его конструктивная реализация требует частых изменений, что позволяет использовать данный способ в серийном производстве с незначительной номенклатурой обрабатываемых изделий.

Таким образом, сочетание оптимальных режимов электролиза и условий нанесения покрытия, реализовать технически сложно. Оно не всегда обеспечивает равномерность покрытия, а значит мало подходит для серийного производства. Поэтому предложен новый способ снижения неравномерности гальванического покрытия с использованием системы независимых анодных секций, функционирующих в режиме циклического включения. Для оптимального управления с учетом критерия неравномерности покрытия составлена математическая модель процесса с распределенными координатами, учитывающая цикличность включения анодных секций. Эффективность способа подтверждена экспериментально.

Данный способ также можно применить при никелировании, цинковании, золочении и меднении, так как позволяет варьировать распределением потенциала электролитной ванны: уменьшать плотность тока на более нагруженных участках катода и увеличивать ее на менее нагруженных участках, что способствует уменьшению неравномерности распределения гальванического покрытия.

Важным преимуществом предложенного способа является низкая стоимость оборудования и то, что для нового гальванического процесса или дру-

гой формы детали не нужно изменять конструкцию секций, а необходимо лишь рассчитать оптимальные анодные напряжения. Способ снижения неравномерности гальванического покрытия подходит для широкой номенклатуры изделий серийного производства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Каданер Л. И.** Равномерность гальванических покрытий. Харьков: Изд-во Харьковского ГУ, 1961. 414 с.
- 2. **Ismail M. I.** Periodic reverse current electroplating and surface finishing // Journal of Applied Electrochemistry. 1979. V. 9 (3). P. 407—410.
- 3. **Pulse** current electrodeposition and corrosion properties of Ni—W alloy coatings / M. Zemanová, M. Krivosudská, M. Chovancová, V. Jorík // Journal of Applied Electrochemistry. 2011. V. 41 (9). P. 1077—1085.
- 4. **Dini J. W., Johnson H. R.** The properties of gold deposits produced by DC, pulse and asymmetric AC plating // Gold Bulletin. 1980. V. 13 (1). P. 31—34.
- 5. **Oh Y.-j., Chung S.-h., Lee M.-s.** Optimization of thickness uniformity in electrodeposition onto a patterned substrate // Materials Transactions. 2004. V. 45 (10). P. 3005—3010.
- 6. **Lavelaine de Maubeuge H.** Calculation of the optimal geometry of electrochemical cells: application to the plating on curved electrodes // Journal of Applied Electrochemistry. 2002. V. 149 (8). P. 413—422.
- 7. **Helle H. P. E., Beek G. H. M., Ligtelijn J. Th.** Numerical determination of potential distribution and current densities in multi-electrode systems // Corrosion. 1981. V. 37 (9). P. 522—530.
- 8. **Tan Y. J., Lim K. Y.** Characterising nonuniform electrodeposition and electrodissolution using the novel wire beam electrode method // Journal of Applied Electrochemistry. 2004. V. 34 (11). P. 1093—1101.
- 9. **Wagner C.** Theoretical analysis of the current density distribution in electrolytic cells // Journal of The Electrochemical Society. 1951. V. 98 (3). P. 116—128.
- 10. **Robison M., Free M. L.** Modeling and experimental validation of electroplating deposit distributions from copper sulfate solutions // ECS Trans. 2014. V. 61 (21). P. 27—36.
- 11. **Свидетельство** о государственной регистрации программы для ЭВМ ФИПС № 2011617253. Программа оптимизации токовых режимов гальванической ванны с циклическим включением анодных секций.
- 12. **Гольдберг С. М.** О некоторых численных методах решения жестких систем обыкновенных дифференциальных уравнений. М.: Препринт ИПМ АН СССР, 1976. 41 с.
- 13. **Лионс Ж.-Л.** Оптимальное управление системами, описываемыми уравнениями в частных производных. М.: Мир, 1972. 416 с.
- 14. **Бояринов А. И., Кафаров В. В.** Методы оптимизации в химической технологии. М.: Химия, 1969. 564 с.
- 15. **Litovka Yu. V., Elizarov A. M.** A method for calculating the thickness of a coating on a complex-shaped electrode // Theoretical Foundations of Chemical Engineering. 2003. V. 37 (1). P. 88—91.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621.313.323.8

Р. Г. ХАДЕЕВ, канд. техн. наук (ГосНИИИ ВМ МО РФ, г. Москва), e-mail: khadeev@mail.ru

Использование серийного синхронного электродвигателя на транспорте

Предложен способ управления крутящим моментом и частотой вращения выходного вала синхронных электродвигателей, применяемых на транспорте.

Ключевые слова: синхронный электродвигатель, крутящий момент, планетарный дифференциал, передаточное отношение.

The method of control of torque moment and rotation frequency of an outlet shaft of synchronous motors, applied at transport, is suggested.

Keywords: synchronous motor, torque moment, planetary differential, transmission ratio.

Вопрос использования синхронного электродвигателя на транспорте периодически возникает главным образом потому, что он значительно экономичнее асинхронного электродвигателя. Кроме того, он имеет большую перегрузочную способность, более компактный и может использовать реактивную составляющую тока сети. Однако постоянная частота вращения синхронного электродвигателя усложняет его использование на транспорте из-за широкого диапазона ее изменения. Использование такого двигателя осложняет также отсутствие пускового крутящего момента, т. е. для синхронизации двигатель сначала нужно разогнать до номинальной частоты вращения.

Для возбуждения синхронных электродвигателей средней и большой мощности используют электромашинный генератор, ротор которого установлен на оси электродвигателя и жестко соединен с его ротором. Генератор возбуждения потребляет до 7 % мощности. Такая схема удобна в силу обратимости электрических машин — генератор можно использовать для разгона электродвигателя.

Для использования синхронного электродвигателя на транс-

порте предлагается устройство (рисунок), которое позволяет автоматически, в зависимости от потребной нагрузки, изменять частоту вращения выходного вала в широком диапазоне и многократно изменять крутящий момент. Частота вращения ротора электродвигателя при этом остается постоянной и оптимальной.

В схему включен планетарный дифференциал, для примера взят механизм Давида. При подключении вала электродвигателя к водилу крутящие моменты на выходах дифференциала могут отличаться в 15—16 раз, при этом без больших потерь. Вал 2 синхронного электродвигателя 1 соединен с водилом 7 дифференциала. На валу двигателя установлен и соединен с ним ротор 3

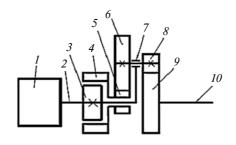


Схема устройства:

1— синхронный электродвигатель; 2— вал электродвигателя; 3 и 4— ротор и статор генератора возбуждения; 5 и 9— первое и второе центральные колеса; 6 и 8— сателлиты; 7— водило; 10— выходной вал

генератора возбуждения, статор 4 которого соединен с центральным зубчатым колесом 5 и образует с ротором электрическую машину двойного вращения. Статор 4 и центральное колесо 5 соединены между собой и свободно вращаются на оси. Водило 7 через сателлиты 6 и 8 передает вращение на центральное колесо 5, соединенное со статором генератора и на центральное зубчатое колесо 9, которое соединено с выходным валом 10. При вращении вала 2 водило 7 вращает колесо 9 в ту же сторону, а колесо 5 — в противоположную. При этом колесо 9 вращается с меньшей скоростью, но на него передается больший крутящий момент, а на колесо 5 — меньший. При наличии электрической нагрузки в цепи генератора возбуждения его статор 4 начинает вращаться под действием силы индукции ротора и частично блокирует дифференциал. При этом передаточное отношение этой цепи уменьшается и соединенный с центральным колесом 9 вал 10 разгоняется. При увеличении потребной нагрузки вал 10 затормаживается, скольжение между статором и ротором генератора возбуждения увеличивается. При этом вращение в большей степени передается через элементы дифференциала, и крутящий момент на выходном валу увеличивается кратно его передаточному отношению.

Для применения синхронного электродвигателя можно использовать любой дифференциал с передаточным отношением, достаточным для получения необходимого крутящего момента, который обеспечит передачу энергии на выходной вал. Использование предложенного устройства эквивалентно включению в трансмиссию автоматической коробки передач.

Г. И. ШАЙДУРОВА, д-р техн. наук, В. И. КОСТЯЕВА, М. В. ДЯГИЛЕВА (Пермский национальный исследовательский политехнический университет, НПО "Искра", г. Пермь), e-mail: sgi615@iskra.perm.ru

Изготовление из композита выхлопной трубы газоперекачивающего агрегата

Предлагается изготовление выхлопной трубы газоперекачивающего агрегата из композита, обеспечивающего ее работоспособность при температуре 300÷400 °C. В качестве композита рассматривается стеклопластик на основе модифицированного полиимидного связующего.

Ключевые слова: выхлопная труба, композиционный материал, полиимидный стеклотекстолит, стеклопластик, теплозащитное покрытие, газоперекачивающий агрегат.

The manufacture of an exhaust pipe of a gas-compressor unit from a composite, assuring its performance capability at 300÷400 °C temperatures, is suggested. The fiberglass on the base of modified polyimide matrix is considered as the composite.

Keywords: exhaust pipe, composite material, polyimide glass-cloth laminate, fiberglass, thermal protection coating, gas-compressor unit.

Долгое время большинство узлов газоперекачивающих агрегатов (ГПА), в том числе и выхлопные трубы, изготовляли, как правило, из углеродистой стали с нанесением защитного покрытия, что не отвечало срокам эксплуатации, так как покрытие отслаивалось и труба подвергалась коррозии. Поэтому углеродистую сталь заменили коррозионностойкой сталью, применение которой не исключало коррозию. Важным фактором оказалась и большая металлоемкость конструкции, снижение которой особенно актуально в блочно-модульной компоновке ГПА, где вертикальный выхлоп опирается на каркас укрытия.

Поэтому было предложено решить проблему применением конструкционных композиционных материалов (КМ), которые по сравнению с коррозионно-стойкой сталью имеют более высокие прочность, шумоглушение, коррозионную стойкость и товарный вид.

Композиционные материалы выбирали с учетом условий эксплуатации узла, т. е. наличия следующих факторов:

- 1) агрессивная среда, так как в отработавших газах содержатся реагенты, вызывающие коррозию металла (сероводород, натрий, калий, меркаптановая сера, кислород);
- 2) высокая температура внутри тракта выхлопа и низкая снаружи. Максимальная температура отработавших газов для двигателей, применяемых в ГПА НПО "Искра", составляет 570 °C, температура в районах с умеренным и холодным климатом колеблется в диапазоне 60÷45 °C (ГОСТ 15150—69 и ГОСТ 16350—80);
- 3) высокая скорость потока газа (40÷45 м/с), который в случае применения композита может вызывать его унос;

4) сложное напряженное состояние узла, обусловленное совокупностью собственных нагрузок (вес конструкции, избыточное давление в системе выхлопа, вибрационные и динамические нагрузки) и внешних воздействий (турбулентные потоки ветров, сейсмические нагрузки).

Применение КМ вместо коррозионно-стойкой стали 12X18H10T позволит не только снизить массу секции выхлопной трубы (рис. 1), но и улучшить внешний вид. В настоящее время выхлопные трубы для ГПА серии "Урал", проектируемых в НПО "Искра", не окрашивают. Они сохраняют цвета побежалости.

Конструкции из композитных стеклопластиков (СП) при повышенных температурах и химическом воздействии успешно применяются в авиационном двигателестроении [1] и химическом машиностроении [2]. Исследование свойств полиимидного текстолита СТП-97К при температурах $-60\div330$ °С подтвердило его эксплуатационную надежность [3, 4]. Стеклопластик применяют для изготовления панелей, капотов и кожухов двигателей мотогондол, защитных экранов самолетов, деталей планеров, на которые воздействуют газовые потоки от двигателя. Стеклопластик сохраняет высокие прочностные характеристики при длительном воздействии повышенных температур и обеспечивает высокую пожаробезопасность конструкций.

Физико-механические характеристики СТП-97К

Плотность, $\kappa \Gamma / M^3$	2050
Теплопроводность, Вт/(м · К)	
Прочность при сжатии/сдвиге/изгибе, МПа,	
при температуре, °C:	
20	478/48/646
280	341/31/530
300	308/30/528

При высоких температурах наблюдаются значительные потери в весе стеклопластика на полиимидном связующем, что можно компенсировать введением в материал эпоксидной смолы в качестве модификатора, а также повысить его прочностные характеристики. Наибольшую термостойкость имеет композиция, содержащая 15 % модификатора; при его увеличении до 20 % незначительно снижается термостойкость. Механические характеристики стеклотекстолита на модифицированном полимидном связующем не уступают характеристикам стеклотекстолита СТП-97К. Исключение составляют температуры 350 и 400 °С, при которых стеклотекстолит СТП-97К-5-211БН теряет эксплуатационные качества.

Полиимидные стеклотекстолиты на основе модифицированного и немодифицированного связу-



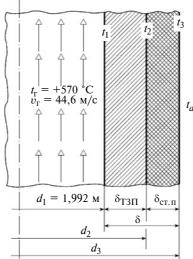


Рис. 1. Секция выхлопной трубы

Рис. 2. Модель распределения температур в трубе

ющего выдерживают температуру 1100 °C в течение 5 мин и считаются огнестойкими. Их важное преимущество — отсутствие выделения дыма.

Дополнительно рассмотрели вариант с теплозащитным покрытием (ТЗП) из равнонаправленных муллитокремнеземных волокон, пропитанных неорганическим связующим на основе алюмофосфатных или алюмохромфосфатных клеевых материалов (рис. 2). Такое покрытие выдерживает температуру до 1200 °С, не выделяет вредные вещества при изготовлении и монтаже и является дополнительным шумоглушителем. В связи с высокой скоростью потока газов в трубе на внутреннюю поверхность наносится эрозионно-стойкое покрытие. На рис. 2 приведена модель распределения температур в выхлопной трубе. Теплозащита необходима для снижения температуры внутри трубы до 300 °С [5, 6].

Отдельные блоки теплоизолирующего материала можно приклеивать или сочетать клеевое и механическое крепления. ТЗП имеет необходимую эластичность для монтажа на поверхностях сложной формы, которая обеспечивает плотное примыкание к стеклопластиковой стенке трубы. После сушки ТЗП приобретает твердость и износостойкость, необходимые для эксплуатации в условиях высокоскоростного и высокотемпературного газового потока.

Физико-механические характеристики теплозашитного материала

Плотность, $\kappa \Gamma / M^3 \dots \dots$	320
Предельная температура плавления, °С	
Теплопроводность, Вт/(м · К), при температу-	
pe, °C:	
600	Не более 0,16
800	Не более 0,22
1000	Не более 0,29
Линейная усадка при температуре 1273 К, %.	Не более 1,5
Срок службы, лет	10

Для определения толщины внутреннего ТЗП цилиндрической вертикальной трубы необходим тепловой расчет СП на прочность. При решении данной задачи были приняты следующие допущения [7, 8]:

- 1) тепловой поток считаем стационарным при установившихся во времени температурах и тепловых потоках в каждой точке внутри тела и на его поверхности, т. е. температурное поле не зависит от времени и является только функцией координат;
- 2) систему рассматриваем как одномерную (считаем трубу бесконечно длинной, т. е. пренебрегаем условиями на выходе из трубы);
- 3) цилиндрическую стенку считаем плоской, что допустимо при небольшой толщине стенки трубы по сравнению с диаметром или их сопоставимости при отношении диаметров, близком к единице. При этом влиянием кривизны стенки можно пренебречь.

Таким образом, выхлопную трубу можно рассматривать как плоскую многослойную стенку. Процесс стационарной теплопроводности в цилиндрической стенке с заданными температурами поверхностей описывается одномерным уравнением Лапласа [9], из решения которого следует, что толщина ТЗП должна быть $\delta_{\text{ТЗ\Pi}} = 18$ мм. Расчет выполнен в программе MathCad при толщине стенки из СП $\delta_{\text{ст}} = 0.01$ м, что такая толщина достаточна, подтверждено прочностным расчетом. Зависимость изменения температуры t стенки секции трубы приведена на рис. 3.

Для расчета прочности конструкции необходимо определить действующие на нее ветровую и сейсмическую нагрузки. Ветровые нагрузки определяли расчетом в соответствии с ГОСТ Р 51273-99 при нормативном давлении ветра 230 Па (что соответствует первому ветровому району по СП 20.13330— 2011). В качестве расчетной схемы конструкции принят консольный упругозащемленный стержень, условно разбитый по высоте на пять участков с переменными жесткостями (рис. 4). Ветровая распределенная по высоте конструкции нагрузка заменена сосредоточенной горизонтальной силой, приложенной к середине условного участка. Получены следующие значения: статическая составляющая ветровой нагрузки $P_{ist} = 3107 \text{ H}$, динамическая составляющая $P_{id} = 1845$ H, полное ветровое воздействие $P_i = 4952$ H.

Сейсмическая нагрузка определяется с учетом влияния высших форм колебаний и равна 3677 Н.

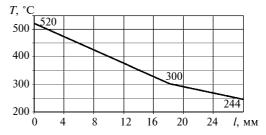


Рис. 3. Зависимость температуры стенки от длины / трубы

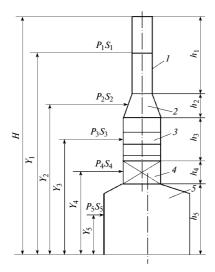


Рис. 4. Расчетная схема системы вывода отработавших газов:

H — общая высота системы выхлопа; h_i — длина i-го участка; Y_{i} — высота от основания до середины *i*-го участка; P_{i} и S_{i} ветровая и сейсмическая нагрузки, приложенные к середине і-го участка

В соответствии с ГОСТ Р 51274—99 для расчета системы отработавших газов приняли максимальную из нагрузок.

Требуемую толщину стенки определяли из условия обеспечения устойчивости сборки из двух секций при совместном воздействии ветра, осевой сжимающей силы и изгибающего момента. Для конструкции, критические напряжения в которой не превышают предела пропорциональности материала, основной механической характеристикой, определяющей устойчивость стержня, считаем модуль упругости E . Тогда толщину $\delta_{\mathtt{c}\mathtt{T}}$ стенки из СП определим по формуле

$$\delta_{\text{CT}} \ge \left[\left(\frac{q^{\nu} L}{20.8} + \frac{F}{310 d_3} + \frac{M^{\nu}}{89 d_3^2} \right) \frac{n_y}{E10^{-6} d_2} \right]^{0.4} \frac{d_3}{100} + C,$$

где $q^{\upsilon} = P_i/d_3L_{\rm c}$ — расчетное давление ветра; P_i сила ветра, действующая на секцию; L — длина вертикальной части трубы; $L_{\rm c}$ — длина секции (для одной секции $L_{\rm c}=L=h_i=8$ м); $F=4M/d_3+2fG$ осевая сжимающая сила: M^v — изгибающий момент (ветровая нагрузка); M^s — изгибающий момент (сейсмическая нагрузка); $M = \max(M^v, M^s) = M^v$ _ полный момент; f = 1, 1 — коэффициент надежности на вес конструкции; G = 13,4 кH -сила, действующая на опору; $n_v = 2,4$ — нормативный запас устойчивости; C — приращение толщины оболочки, учитывающее коррозию материала; для КМ учитывают потерю массы материала в период эксплуатации (10 %); d_3 — наружный диаметр стенки секции (см. рис. 2).

Исследования подтвердили, что толщина СП $\delta_{\rm C\Pi} = 10$ мм, является достаточной для эксплуатации конструкции при расчетных нагрузках.

Масса восьмиметровой секции трубы при плотности ТЗП $\rho_{\text{теп}} = 320 \text{ кг/м}^3$ и плотности СП $ho_{\text{ст. п}} = 2050 \ \text{кг/м}^3 \ \text{составила} \ 1341 \ \text{кг} \ (без фланцевых}$ соединений и проушин).

Дальнейшее проектирование выхлопной трубы для ГПА предполагает решение комплекса задач прочности, динамики и устойчивости на основе методов строительной механики композитных конструкций [10, 11].

Выводы

Проектная толщина стенки трубы из СП составила 10 мм, толщина $T3\Pi - 18$ мм. В программе Solid Edge была построена 3D-модель секции трубы из СП.

Масса восьмиметровой секции трубы составила 1341 кг, что меньше массы стальной секции более чем на 10 %.

Меньшая масса трубы из КМ обеспечивает снижение нагрузки на каркас ангарного укрытия ГПА в случае вертикального выхлопа.

Применение лакокрасочного покрытия, работоспособного до температуры 300 °C, увеличивает срок эксплуатации трубы в результате того, что температура внешней стенки трубы из КМ составила 244 °C и снизилась по сравнению с температурой стальной трубы более, чем на 100 °C; коэффициент линейного теплового расширения СП ниже, чем у стали, поэтому значительных тепловых расширений не предвидится; СП остывает и нагревается медленнее, так как его теплопроводность значительно меньше теплопроводности стали.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. Efimik V. A., Chekalkin A. A. Analysis of dynamic behavior of sound-absorbing structures by the method of finite elements and a technique of assessment of the efficiency of noise absorption // Mechanics of Composite Materials. 2015. V. 51. № 1. P. 99—114.
- 2. **Long-term** durability of glass-fiber-reinforced composites under operation in pulp and reactant pipelines / A. A. Chekalkin, A. V. Babushkin, A. G. Kotov, S. E. Shakleina // Mechanics of Composite Materials. 2003. V. 39, № 3. P. 273—282.
- 3. Давыдова И. Ф., Кавун Н. С. Огнестойкие стеклопластики в конструкциях мотогондол двигателей самолетов // Все материалы. Энциклопедический справочник. 2011. № 7. С. 16—20.
- 4. Давыдова И. Ф., Кавун Н. С. Исследование стойкости полиимидного стеклотекстолита СТП-97К к агрессивным средам // Все материалы. Энциклопедический справочник. 2011. № 9. С. 42—44.
- 5. **Шайдурова Г. И., Васильев И. Л., Зобнина А. Г.** Комбинированные методы наружной защиты теплонапряженных поверхностей // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2013. № 5. С. 41—43.
- 6. Шайдурова Г. И., Васильев И. Л. Экспериментальная установка для оценки термостойкости защитных покрытий // Промышленная окраска. 2005. № 6. С. 36, 37. 7. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977. 344 с. 8. Шайдурова Г. И., Васильев И. Л. Протекторная защита
- конструкций из углеродистых сталей для экстремальных условий эксплуатации // II конкурсная конференция молодых специалистов аэрокосмической и металлургической отраслей. 2005. \mathbb{N}_2 6. С. 36, 37.
- 9. Шайдурова Г. И., Васильев И. Л. Результаты экспериментальных исследований термозащитных покрытий в условиях одностороннего нагрева // Всероссийская конференция молодых ученых и специалистов "Будущее машиностроения России". М.:
- МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. С. 132, 133. 10. **Чекалкин А. А., Паньков А. А.** Лекции по механике консукций из композиционных материалов. Пермь: Пермский ГТУ, 1999. 150 с.
- 11. Чекалкин А. А., Котов А. Г. Динамика и устойчивость композитных конструкций. Пермь: Пермский ГТУ, 2006. 66 с.