



# ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

1  
2015

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 Машиностроение»  
107076, Москва, Стромынский пер., 4

Адрес редакции:

107076, Москва,  
Колодезный пер., д. 2А.  
Телефон: 8-(495)-661-38-80.  
E-mail: [vestmash@mashin.ru](mailto:vestmash@mashin.ru)  
[www.mashin.ru](http://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](http://www.aov.ru)

Главный редактор А.И. САВКИН

## РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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 (пред-  
седатель секции организации и экономики производ-  
ства), 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, Салтыков М.А., д-р техн. наук,  
Трегубов Г.П., д-р техн. наук, Скугаревская Н.В. (ответст-  
венный секретарь)

# СОДЕРЖАНИЕ

# CONTENTS

## КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Сирицын А. И., Башкиров В. Н., Широких Э. В. — Статическая крутильная жесткость привода станка на основе эпициклоидально-цевочной передачи . . . . .	3
Бровман М. Я. — Определение критических сил при продольном изгибе балок . . . . .	8
Кожевников В. Ф. — Местная податливость связи в односрезных болтовых соединениях . .	12
Крохмаль Н. Н. — Метод, алгоритм и программная реализация кинематического синтеза пространственного рычажного механизма ВВСС на основе его передаточной функции . . . . .	18
Доронин С. В., Рогалев А. Н. — Оценка вычислительной ошибки решения задачи о растяжении пластины с дуговым вырезом . . . . .	24
Бетковский Ю. Я. — Определение декрементов собственных колебаний при резонансных испытаниях конструкций . . . . .	27
Дручинин Д. Ю., Дорняк О. Р., Драпалиук М. В. — Определение оптимальных конструктивных параметров рабочего органа выкопочной машины . . . . .	33
Ерохин В. В. — Проектирование вибробуостойчивой поводковой технологической оснастки . .	36
Жулай В. А., Енин В. И., Кожакин Е. В. — Моделирование гидрообъемного дифференциального привода колесного движителя . . . . .	38
Цвик Л. Б., Зеньков Е. В. — Определение прочностных характеристик материалов экспериментальных призматических образцов при двухосном растяжении . . . . .	42
Александров И. К. — Способ минимизация энергомеханики машинного агрегата на основе комплексного анализа экспериментальных исследований его прототипа . . . . .	46

## Цикл статей

### "Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"

Бирюков В. П. — Расчетно-экспериментальная оценка трибологических характеристик пары трения вал — втулка подшипника скольжения . . . . .	51
Поляков С. А., Гончаров С. Ю., Захаров М. Н., Лычагин В. В. — Повышение энергоэффективности и надежности червячных передач оптимизацией подбора смазочных материалов по ускоренным испытаниям . . . . .	54

## ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Кирсанов С. В., Бабаев А. С. — Точность и шероховатость поверхностей глубоких отверстий, выполненных ружейными сверлами малых диаметров . . . . .	58
Сурков В. А. — Исследование дисперсных металлических порошковых систем Al-3d с использованием электрофизической обработки . . . . .	61
Захаров О. В., Балаев А. Ф., Бочкарев А. П. — Формообразование сферических поверхностей на бесцентровых суперфинишных станках с продольной подачей .	65
Крохалев А. В., Харламов В. О., Авдеев О. А., Приходьков К. В., Савкин А. Н., Кузьмин С. В., Лысак В. И., Тупицын М. А. — Наследование размеров карбидных частиц при взрывном плакировании заготовок порошковыми твердыми сплавами . . . . .	67
Иванов А. А. — Расчет параметров системы инструментального обеспечения автоматизированного производства . . . . .	70

## Обработка материалов без снятия стружки

Яковлев С. С., Трегубов В. И., Пилипенко О. В., Ремнев К. С. — Ротационная вытяжка осесимметричных оболочек из анизотропных материалов с разделением очага деформации . . . . .	73
Каржавин В. В., Ухлов И. В. — Ротационная вытяжка деталей из алюминиевого сплава с магнием взамен штамповки на прессе . . . . .	78

## ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Трушляков В. И., Рожаева К. А. — Обеспечение требуемого качества проектирования на этапе научно-исследовательских работ на примере разработки бортовой системы спуска ступеней ракет . . . . .	83
--	----

## Вопросы образования и кадровая политика в машиностроении

Быков В. П. — Пути совершенствования системы подготовки специалистов высшей квалификации для машиностроения . . . . .	87
---	----

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

Сдано в набор 05.11.2014. Подписано в печать 14.12.2014.  
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.

## DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Siritsyn A. I., Bashkirov V. N., Shirokikh E. V. — Static torsional stiffness of machine-tool drive on the base of epicycloids-pin gear	3
Brovman M. Ya. — Determination of critical forces at longitudinal bending of beams	8
Kozhevnikov V. F. — Local flexibility of constraint in single shear bolted joints	12
Krokhmal' N. N. — Method, algorithm and software implementation of kinematic synthesis of RRSS spatial lever mechanism on the base of its transfer function	18
Doronin S. V., Rogalev A. N. — Assessment of calculation error at solving of tension problem for plate with arc cutout	24
Betkovskiy Yu. Ya. — Determination of decrements of eigenvibrations at resonance testing of structures	27
Druchinin D. Yu., Dornjak O. R., Drapalyuk M. V. — Determination of optimal structural parameters of working element of plant lifter	33
Erokhin V. V. — Design of vibration resistant drive production tooling	36
Zhulai V. A., Enin V. I., Kozhakin E. V. — Modeling of differential hydrostatic drive of wheeled running gear	38
Tsvik L. B., Zen'kov E. V. — Determination of strength characteristics of materials at two-axis tension of experimental prismatic specimens	42
Aleksandrov I. K. — Method of minimization of energy consumption of machine aggregate on the base of complex analysis of experimental research of its prototype	46

## A series of articles

### "Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication"

Biryukov V. P. — Calculation-experimental assessment of tribological characteristics of shaft-bushing friction couple of sliding bearing	51
Polyakov S. A., Goncharov S. Yu., Zakharov M. N., Lychagin V. V. — Increase of energy effectiveness and reliability of worm gears by optimization of selection of lubricants based on accelerated tests	54

## MANUFACTURING ENGINEERING

Kirsanov S. V., Babaev A. S. — Accuracy and roughness of surfaces of deep bores obtained by gun drills of small diameters	58
Surkov V. A. — Research of disperse Al-3d metal powder systems with use of electrophysical processing	61
Zakharov O. V., Balaev A. F., Bochkarev A. P. — Geometry generation of spherical surfaces on centerless superfinishing machines with longitudinal feed	65
Krokhalev A. V., Kharlamov V. O., Avdeyuk O. A., Prihod'kov K. V., Savkin A. N., Kuz'min S. V., Lysak V. I., Tupitsin M. A. — Inheritance of sizes of carbide particles at explosive cladding of workpieces by powder hard alloys	67
Ivanov A. A. — Calculation of parameters of tooling management system of automated industry	70

## Chipless processing of materials

Yakovlev S. S., Tregubov V. I., Pilipenko O. V., Remnev K. S. — Rotary drawing of axisymmetric shells from anisotropic materials with division of deformation zone	73
Karzhavin V. V., Ukhlov I. V. — Rotary drawing of parts from aluminum alloys instead of pressing	78

## ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION

Trushlyakov V. I., Rozhaeva K. A. — Assurance of required quality of design at stage of research works on the example of development of airborne system of missile stage drop	83
---	----

## Problems of education and personnel policy in mechanical engineering

Bykov V. P. — Ways of improvement of top-qualification specialists training program for mechanical engineering	87
--	----

# КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.833.62.001.63

А. И. СИРИЦЫН, В. Н. БАШКИРОВ, Э. В. ШИРОКИХ, кандидаты технических наук (Коломенский институт — филиал МГОУ им. В. С. Черномырдина), e-mail: Aleksey.siritsin@yandex.ru

## Статическая крутильная жесткость привода станка на основе эпицилоидально-цевочной передачи

Приведены результаты экспериментального определения статической крутильной жесткости электромеханического циклоидного привода станка. Даны рекомендации по синтезированию рациональных конструкций циклоидально-цевочных редукторов.

**Ключевые слова:** электромеханический привод, циклоидально-цевочный редуктор, метод нагружения, крутильная жесткость.

The results of experimental determination of static torsional stiffness of electromechanical cycloidal drive of a machine-tool are presented. The recommendations on synthesizing of rational design of cycloid-pin reducers are given.

**Keywords:** electromechanical drive, cycloid-pin reducer, method of loading, torsional stiffness.

В машиностроении широко распространены электромеханические приводы на основе планетарных циклоидально-цевочных передач, положительно отличающихся от зубчатых передач с традиционным эвольвентным зацеплением, в частности реализацией широкого диапазона передаточных отношений и мощностей при высоком КПД, повышенной нагрузочной способностью, возможностью выдерживать большие пиковые перегрузки. Основным преимуществом циклоидально-цевочных передач являются теоретически многопарное зацепление и благоприятная ориентация окружной скорости трения относительно контактной линии.

Однако при проектировании реальных электромеханических приводов на основе циклоидальных редукторов, элементы которых изготавливаются с ограниченной точностью, необходимо обеспечить максимальное выравнивание нагрузки в рядах между цевками и зубьями циклоидных колес при достигнутой точности изготовления элементов эпи- и гипоцилоидальных передач. Упругая деформация

элементов приводит к перераспределению зазоров в зацеплении, в связи с чем нагрузка между цевками и зубьями распределяется неравномерно и влияет на крутильную (угловую) жесткость кинематической цепи. Контактная деформация с начальным касанием по линии в значительной степени зависит от фактической площади контакта, которая всегда меньше номинальной и составляет 5÷25 % от последней. Контактные деформации увеличивают угловые перемещения более чем на 50 % и зависят не только от точности обработки поверхностей, но и от высоты микронеровностей и их направления, а также от адсорбционных и оксидных пленок из смазочного материала, твердость которых больше твердости основного металла [1].

Из-за сложности расчета нагрузок на зубьях циклоидных передач, отсутствия комплексных теоретических и экспериментальных исследований точностных и жесткостных характеристик циклоидально-цевочных передач синтезирование рациональных конструкций редукторов на основе циклоидально-цевочных зацеплений осуществляется в основном опытным путем.

Цель данной работы — определение статической крутильной жесткости планетарного редуктора с двумя параллельными рядами циклоидально-цевочных зацеплений для получения данных, косвенно указывающих на распределение нагрузок в зацеплениях, наличие зазоров и эффекта саморазмажения.

Рассматриваемый редуктор входит в электромеханический привод формообразующих движений автоматизированных точных станков, состоящий из электродвигателя 1 (показан условно), вал которого соединен с входным валом 2 редуктора (рис. 1). Корпус редуктора состоит из двух жестко соединенных деталей 3 и 4. В детали 3 неподвижно закреплено центральное цевочное колесо 5 с восемью вращающимися цевками.

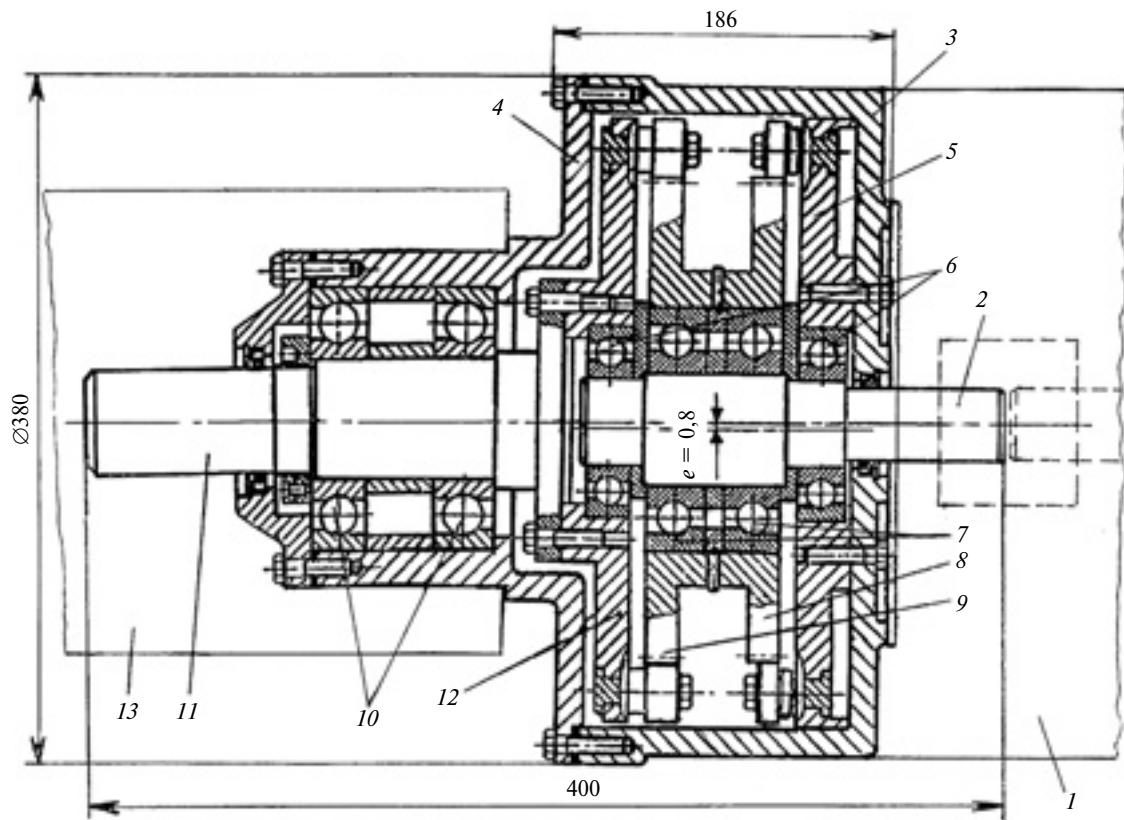


Рис. 1. Электромеханический привод формообразующих движений станка на основе эпициклоидально-цевочной передачи

Входной вал 2 с эксцентриковой шейкой (эксцентрикитет  $e = 0,8$  мм) установлен на подшипниках качения 6 соосно продольной оси центрально-го цевочного колеса 5. На эксцентриковой шейке вала 2, которая является водилом, на подшипниках качения 7 установлены эпициклоидные сателлиты 8 и 9 с числом зубьев 7 и 8 соответственно.

В детали 4 корпуса редуктора на подшипниках качения 10 соосно оси вращения вала 2 установлен выходной вал 11, на котором жестко закреплено второе центральное цевочное колесо 12 с девятым вращающимися цевками. Последнее установлено соосно продольной оси центрального колеса 5.

Редуктор использован в качестве электромеханического привода движения тангенциальной подачи фрезерно-доводочного станка с ЧПУ для обработки точных цилиндрических арочных зубчатых колес. Привод содержит асинхронный электродвигатель переменного тока 1FT5072-OAF71-1 фирмы Siemens с тиристорным преобразователем частоты. Номинальная мощность электродвигателя  $P = 3,8$  кВт, пусковой момент  $M = 10$  Н·м, номинальная частота вращения  $n = 3000$  мин $^{-1}$ , масса 13,5 кг.

Техническая характеристика циклоидального редуктора:

передаточное число  $i_p = 63$ ;

момент на выходном валу  $M_{\text{вых}} = 630$  Н·м; частота вращения входного вала  $n_1 = 3000$  мин $^{-1}$ ; частота вращения выходного вала  $n_2 = 120$  мин $^{-1}$ ; срок службы  $T = 10\,000$  ч.

Технические требования к редуктору:  
 крутильная жесткость — не менее 4 Н·м/угл. мин;  
 мертвый ход — не более 2 угл. мин;  
 рабочий диапазон температур  $(-10 \div +50)$  °C;  
 масса  $m = 16,1$  кг (вместе с валами 2 и 11);  
 габаритные размеры  $\varnothing 380 \times 400$  мм;  
 исполнение — узел, встраиваемый в привод станка (ширина встраиваемой части корпуса не более 220 мм).

Изменение частоты вращения выходного вала 11, соединенного с исполнительным звеном 13 (показано условно) привода тангенциальной подачи станка, происходит следующим образом: при вращении эксцентрикового входного вала 2 по движению часовой стрелки (со стороны входа в редуктор) сателлиты 8 и 9 обкатываются по центральным цевочным колесам 5 и 12 соответственно. При этом за каждый оборот входного вала 2 сателлиты 8 и 9 повернутся в противоположном направлении на один зуб, совершая плоскопараллельные движения. При этом сателлит 8, обкатываясь по подвижному центральному цевочному колесу 5, совершает сложное плоскопараллельное планетарное движение, которое благодаря второму планетарному

ряду, образованному сателлитом 9 и центральным цевочным колесом 12, преобразуется во вращательное движение выходного вала 11 с частотой вращения  $n_2 = 120 \text{ мин}^{-1}$ .

Циклоидально-цевочное зацепление реализует многопарный контакт и фрикционное качение, что гарантирует постоянную передачу крутящего момента при трансцендентных профилях (укороченные эпициклоиды) сателлитов 8 и 9, которые описываются системой уравнений:

$$\begin{cases} x = R\cos\alpha + e\cos(z+1)\alpha - r\cos(\gamma + \alpha); \\ y = R\sin\alpha + e\sin(z+1)\alpha - r\sin(\gamma + \alpha), \end{cases}$$

где  $R$  и  $r$  — радиусы соответственно цевочного колеса 5 (или 12) и цевок;  $z$  — число зубьев сателлита 8 (или 9);  $e$  — эксцентрикситет передачи;  $\gamma$  — угол передачи;  $\alpha$  — свободный параметр.

Точность и качество изготовления рабочей поверхности сателлитов 8 и 9 значительно влияют на многопарность зацепления. Из-за погрешностей их изготовления число цевок, передающих крутящий момент, гораздо меньше теоретически возможного, поэтому нагруженность и распределение нагрузки при передаче мощности в элементах зацепления зависят от крутильной (угловой) жесткости кинематической цепи редуктора и точности изготовления звеньев кинематической цепи привода.

Для определения статической крутильной жесткости кинематической цепи редуктора (см. рис. 1) спроектирован и изготовлен стенд, включающий в себя:

стендовую балку, на которой крепится циклоидально-цевочный редуктор;

два двуплечих рычага с четырьмя подвесками (для установки грузов), закрепленных на входном 2 и выходном 11 валах редуктора (рычаги с подвесками предварительно балансировали на оси с подшипником качения);

датчик угла поворота ROD700 с числом штрихов 18 000, закрепленный на входном валу 2 редуктора с блоком индикации VRZ166 фирмы HEIDENHEIN (Германия);

датчик линейного перемещения W1T3 с усилителем и блоком индикации KWS273D4 фирмы HOTTINGER (Германия). Измерительный наконечник датчика контактирует с одним из концов двуплечего рычага, закрепленного на выходном валу 11 редуктора. При этом измерительный тракт предварительно был откалиброван таким образом, чтобы блок индикации показывал поворот вала 11 редуктора в угловых единицах.

Ступенчатое статическое нагружение—разгружение кинематической цепи редуктора в одном и

другом направлениях крутящим моментом на выходном валу 11 с учетом условия самоторможения осуществлялось следующим образом:

на подвеску двуплечего рычага выходного вала 11 устанавливали первоначальный груз, обеспечивающий нагружение редуктора выбранным минимальным крутящим моментом (например,  $M_{\text{вых min}} = 2,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$ );

регистрировали угол  $\phi'_{\text{вых}}$  поворота выходного вала;

проводили нагружение входного вала 2 — устанавливали гири на подвеску входного вала до тех пор, пока датчик выходного вала не начинал показывать начало поворота этого вала (поворот на  $2\frac{1}{4}$  угл. с);

регистрировали углы поворота входного ( $\phi_{\text{вх}}$ ) и выходного ( $\phi_{\text{вых}}$ ) валов, а также вес  $Q_{\text{вх}}$  груза на входном валу редуктора.

Затем вышеперечисленное повторяли. Кинематическую цепь редуктора нагружали ступенчато до максимального крутящего момента  $M_{\text{вых max}} = 25 \text{ Н}\cdot\text{м}$ . Далее проводили цикл разгружения до  $M_{\text{вых}} = 0$ . Аналогично ступенчатое статическое нагружение—разгружение кинематической цепи редуктора проводили при изменении направления крутящего момента входного вала.

Угол  $\phi_{\text{вх}}$  поворота входного вала в нагруженном состоянии приводили к выходному валу ( $\phi_{\text{вх}}/63$ ) и с учетом исходных показаний датчика угла поворота ROD700 (1200 угл. с) определяли угол поворота выходного вала  $\phi_{\text{вых}} = (1200 - \phi'_{\text{вых}})$  при нагружении  $M_{\text{вых min}} = 2,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$ . Суммарный угол поворота выходного вала редуктора под нагрузкой каждым крутящим моментом определяли по формуле

$$\Delta\phi_{\text{вых}} = \phi_{\text{вых}} + \phi_{\text{вх}}/63.$$

Результаты (средние значения) измерений и расчета углов поворота входного и выходного валов редуктора при ступенчатом статическом нагружении крутящим моментом приведены в таблице. Зависимость (рис. 2) угла закручивания выходного вала 11 планетарного циклоидально-цевочного редуктора от крутящего момента, приложенного к выходному валу, характеризует статическую крутильную (угловую) жесткость кинематической цепи редуктора, определяемую собственной жесткостью звеньев кинематической цепи, контактной жесткостью в стыках в циклоидально-цевочном зацеплении и контактной жесткостью опор.

Кривая крутильной жесткости кинематической цепи редуктора (см. рис. 2), построенная по результатам серии нагрузений и разгрузений кинематической цепи редуктора, состоит из ветви 1 (точки 1–7) нагружения выходного вала 11 (см. рис. 1)

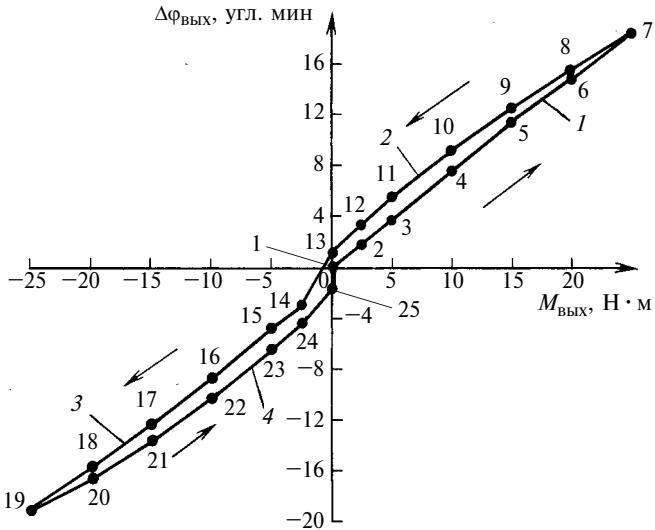


Рис. 2. График зависимости угла  $\Delta\phi_{\text{вых}}$  поворота выходного вала планетарного циклоидально-цевочного редуктора от крутящего момента  $M_{\text{вых}}$

и ветви 2 (точки 7÷13) разгружения при нагружении против движения часовой стрелки, а также из ветви 3 (точки 13÷19) нагружения и ветви 4 (точки 19÷25) разгружения при нагружении по движению часовой стрелки (на рис. 2 — отрицательные). Ветви 1, 2 и 3, 4 образуют несимметричные петли гистерезиса, площади которых характеризуют затраченную на контактную деформацию работу сил трения в точках контакта циклоидально-цевочного зацепления и в опорах. Разность значений  $\Delta\phi_{\text{вых}}$  в точках 13 и 25 кривой жесткости характеризует суммарный зазор (люфт) в редукторе, который составляет  $\approx 50$  угл. с.

Среднюю крутильную жесткость кинематической цепи редуктора определяли по формуле  $j_p = \Delta M_{\text{вых}} / \Delta \Delta\phi_{\text{вых}}$ , где  $\Delta M_{\text{вых}}$  — приращение нагрузки на прямолинейных участках ветвей 1, 2 и 3, 4;  $\Delta \Delta\phi_{\text{вых}}$  — приращение суммарного угла закру-

#### Результаты определения крутильной жесткости циклоидально-цевочного редуктора

$M_{\text{вых}}, \text{Н} \cdot \text{м}$	$Q_{\text{вых}}, \text{Н}$	$Q_{\text{вх}}, \text{Н} \cdot 10^{-3}$	$\phi_{\text{вх}}$	$\phi_{\text{вх}}/63$	$\phi'_{\text{вых}}, \text{угл. с}$		$\phi_{\text{вых}}, \text{угл. с}$		$\Delta\phi_{\text{вых}} = \phi_{\text{вых}} + \phi_{\text{вх}}/63,$ угл. мин
			угл. с	начальный	конечный	начальный	конечный		
Нагружение входного вала против часовой стрелки									
0	0	0	0	0	1200	1200	0	0	0
2,5	10	300	180	2,86	1094	1098	106	102	1,75
5,0	20	540	528	8,38	982	986	218	214	3,71
10,0	40	970	750	11,90	753	757	447	443	7,58
15,0	60	1300	755	12,00	529	527	671	673	11,42
20,0	80	1700	1088	17,30	320	324	880	876	14,89
25,0	100	2100	1473	23,40	117	121	1083	1079	18,37
20,0	80	1740	2845	45,20	322	318	878	882	15,45
15,0	60	1400	4608	73,10	529	526	671	674	12,45
10,0	40	1040	4915	78,00	733	730	467	470	9,13
5,0	20	640	4932	78,30	957	952	243	248	5,44
2,5	10	330	3968	63,00	1067	1062	133	138	3,35
0	0	60	2555	40,60	1192	1176	8	24	1,08
Нагружение входного вала по часовой стрелке*									
0	0	60	2555	40,6	1192	1176	8	24	1,08
2,5	10	300	1990	31,6	-123	-119	-131	-143	-2,91
5,0	20	500	2200	34,9	-236	-233	-244	-257	-4,87
10,0	40	830	1710	27,1	-478	-475	-486	-499	-8,77
15,0	60	1310	1832	29,1	-693	-690	-701	-714	-12,40
20,0	80	1720	2260	35,9	-893	-889	-901	-913	-15,82
25,0	100	2020	2340	37,1	-1086	-1083	-1094	-1107	-19,07
20,0	80	1570	4947	78,5	-890	-892	-898	-916	-16,58
15,0	60	1360	5590	88,7	-710	-713	-718	-787	-13,76
10,0	40	1030	6205	98,5	-501	-504	-509	-528	-10,44
5,0	20	530	6220	98,7	-264	-267	-282	-291	-6,50
2,5	10	280	6075	96,4	-144	-146	-152	-170	-4,44
0	0	-60	5410	85,9	-2	-2	-6	-26	-1,86

\* Со стороны входа в редуктор

чивания кинематической цепи редуктора под нагрузкой  $\Delta M_{\text{вых}}$ , которое равно тангенсу угла наклона ветвей 1, 2 и 3, 4 к оси ординат. Тогда истинная крутильная жесткость для каждого текущего момента нагружения будет характеризоваться тангенсом угла наклона к оси ординат касательной к кривой в данной точке.

В диапазоне нагрузок от 0 до 10 Н·м, прилагаемых против движения часовой стрелки, средняя крутильная жесткость кинематической цепи редуктора в нагруженной ветви 1 больше, чем в разгрузочной ветви 3, приблизительно в 1,3 раза и составляет соответственно 0,8 и 0,6 Н·м/угл. мин. С увеличением нагрузки в диапазоне от 10 до 25 Н·м средняя крутильная жесткость кинематической цепи редуктора уменьшается приблизительно в 1,1 раза и составляет соответственно 0,58 и 0,53 Н·м/угл. мин. Изменение направления нагружения (по движению часовой стрелки) кинематической цепи редуктора уменьшает среднюю крутильную жесткость цепи и в диапазоне нагрузок от 0 до 10 Н·м в нагруженной 3 и разгрузочной 4 ветвях кривой жесткости составляет соответственно 0,64 и 0,51 Н·м/угл. мин. При увеличении нагрузки в диапазоне от 10 до 25 Н·м средняя крутильная жесткость также уменьшается и составляет приблизительно 0,5÷0,53 Н·м/угл. мин.

Зависимость крутильных деформаций кинематической цепи циклоидально-цевочного редуктора от приложенной (по разным направлениям) нагрузки в диапазоне от 5 до 25 Н·м близка к линейной, а в диапазоне от 0 до 5 Н·м ветви кривой жесткости показывают непостоянство крутильной жесткости кинематической цепи редуктора. В начале нагружения жесткость мала, затем с увеличением нагрузки она растет, что указывает на наличие в кинематической цепи нескольких стыков (в циклоидально-цевочном зацеплении, креплении цевок и опорах). На начальном этапе нагружения контакт в циклоидально-цевочном зацеплении происходит по небольшим участкам поверхности (из-за перекосов, погрешностей монтажа, наличия трех цевок в каждом планетарном ряду с точечным контактом и др.) и углы закручивания относительно велики. С ростом нагрузки контактная поверхность увеличивается и угловые деформации в цепи уменьшаются.

Наличие двух близких к прямолинейным участков кривой крутильной жесткости редуктора при нагружении выходного вала в противоположных направлениях, вероятно, связано с тем, что вначале закручивается ближайший к входному валу 2 (см. рис. 1) участок кинематической цепи и по ме-

ре увеличения нагрузки происходит закручивание всей кинематической цепи с увеличением общей площади контакта (в зацеплении, стыках и опорах). Это позволяет использовать редуктор в приводах автоматизированных станков с широким диапазоном передачи крутящего момента.

Сравнительно малые значения мертвого хода ( $\approx 50$  угл. с), малые площади петли гистерезиса при нагружении редуктора в каждом направлении (не превышает 4,5 %) с незначительной зоной нечувствительности (не более 2,23 %) указывают на высокую крутильную жесткость кинематической цепи редуктора, что позволяет использовать его в силовых реверсивных приводах автоматизированных станков.

Анализ полученных значений статической крутильной жесткости электромеханического привода станка на основе планетарной двухрядной эпicycloидально-цевочной передачи показал, что для создания рациональных конструкций редукторов целесообразно:

повышать качество контактных поверхностей, точность изготовления сателлитов и цевочных центральных колес и точность их сборки;

применять предварительный натяг в сопряжениях, обеспечивать плотный контакт поверхностей, использовать в опорах радиально-упорные роликовые подшипники вместо шариковых;

повышать жесткость слабых звеньев (крепление цевок);

обеспечивать равномерное распределение нагрузок в зацеплении, не допуская перекосов цевок и опрокидывания, а также изменения знака эпюры удельных давлений в пределах одного стыка;

совершенствовать процесс смазывания редуктора.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Рыжов Э. В. Основы расчета стыковых поверхностей деталей машин на контактную жесткость. М.: Машгиз, 1962. 141 с.
2. Берестнев О. В., Янкевич Н. Я. Нагруженность элементов трохоидной передачи // Вестник машиностроения. 1990. № 9. С. 37–40.
3. Сирицын А. И., Башкиров В. Н., Широких Э. В. Проектирование планетарного циклоидально-цевочного привода движения подачи автоматизированного станка: Учебное пособие. Коломна: КИ(ф) МГОУ, 2013. 38 с.
4. Catalog SD14—1993. Siemens Simdrive antriebssysteme fur die Automatisirungstechnik Drehstrom-servomotoren 1FT6, 1FT5 und 1FS5.

## Определение критических сил при продольном изгибе балок

Приведен расчет критических усилий сжатия при продольном изгибе балок. Даны рекомендации по выбору их поперечных сечений, обеспечивающих максимально допустимые нагрузки.

**Ключевые слова:** балка, устойчивость, деформация, оптимальное сечение, критическое усилие.

The calculation of critical compression forces at longitudinal bending of beams is presented. The recommendations on selection of their cross-sections, which provide maximum allowable loads, are given.

**Keywords:** beam, stability, deformation, optimal cross-section, critical force.

Методы расчета на устойчивость и прочность балок, стоек, колонн, подвергаемых продольному изгибу, изложены в ряде фундаментальных работ [1–5].

Известно, что балка (колонна) длиной  $l$  при нагружении силой сжатия  $P$  может искривиться и потерять устойчивость. Критическое значение силы сжатия  $P_{k1}$  определяется выражением [2, 3]

$$P_{k1} = C_1 EJ/l^2, \quad (1)$$

где  $C_1$  — постоянная, зависящая от вида опор балки и условий нагружения;  $E$  — модуль упругости;  $J$  — момент инерции сечения балки.

Рассмотрим цилиндрическую тонкостенную трубу диаметром  $d$  и толщиной  $h \ll d$ . Решается задача выбора конструкции балки заданной массы с обеспечением ее максимальной устойчивости.

Зная массу  $m$ , длину  $l$  трубы и плотность  $\rho$  материала, найдем площадь поперечного сечения:  $F = m/(\rho l)$ .

Для круглой тонкостенной трубы

$$F = \pi dh; \quad J = \frac{\pi d^3 h}{8} = \frac{d^2 F}{8} = \frac{F^3}{8\pi^2 h^2}.$$

Тогда согласно формуле (1)

$$P_{k1} = \frac{C_1}{8\pi^2} \frac{EF^3}{l^2 h^2} \quad (2)$$

$$\text{или } P_{k1} = 1,27 \cdot 10^{-2} \frac{C_1 EF^3}{l^2 h^2}.$$

Отсюда следует, что при фиксированной площади трубы чем трубы тоньше, т. е. больше диаметр трубы, тем больше  $P_{k1}$ . Однако с уменьшением толщины трубы появляется другой фактор потери ус-

тойчивости — искажение формы трубы без искривления ее оси.

На рис. 1 показаны два варианта потери устойчивости трубы.

Формула (1) основана на допущении, что потеря устойчивости происходит с искривлением оси трубы (см. рис. 1, а), т. е. по Эйлеру. Однако если нагружению подвергается труба с поперечным сечением той же площади, но очень малой толщины  $h$ , то возможна потеря устойчивости по схеме, приведенной на рис. 1, б: искривляется не ось трубы, а ее образующая, которая приобретает конфигурацию периодической кривой. В этом случае критическая сила составляет [4, 5]:

$$P_{k2} = \frac{2\pi Eh^2}{\sqrt{3(1-\gamma^2)}}, \quad (3)$$

где  $\gamma$  — коэффициент Пуассона.

Формулу (3) запишем в виде:

$$P_{k2} = C_2 Eh^2, \quad (4)$$

где  $C_2 = 3,8$  — постоянная при  $\gamma = 0,3$ .

Исследования Теннисона показали, что такие значения  $C_2$  близки к экспериментальным данным только для труб, изготовленных с высокой точностью. При низкой точности размеров трубы постоянная  $C_2$  и сила  $P_{k2}$  могут уменьшиться в 2–3 раза [4].

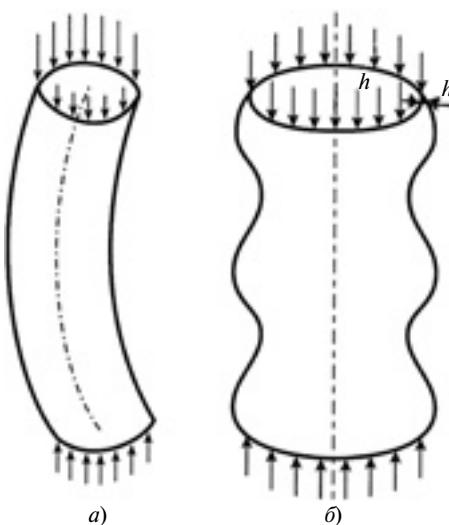


Рис. 1. Варианты потерь устойчивости цилиндрической балки при продольном изгибе с искривлением оси (а) и с искривлением образующей без искривления оси (б)

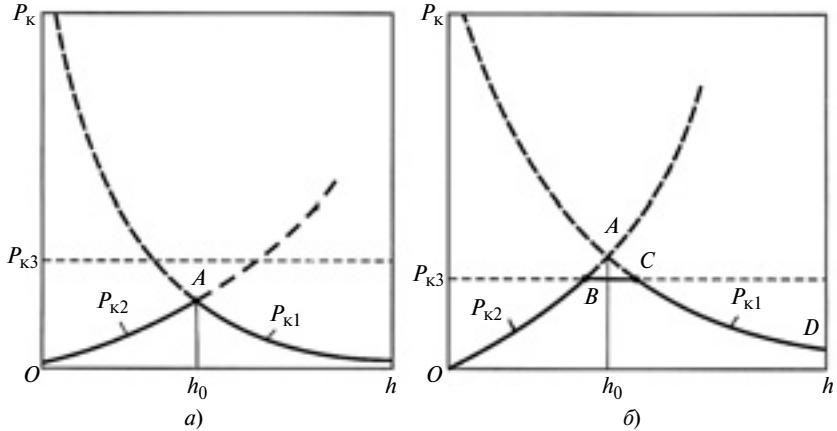


Рис. 2. Диаграммы критических сил в координатах  $P_k - h$  при  $P_k(h_0) < P_{k3}$  (а) и  $P_k(h_0) > P_{k3}$  (б)

Уменьшение толщины трубы согласно формулам (1) и (2) эффективно только до некоторой величины  $h_0$ , при которой выполняется условие

$$P_{k1}(h_0) = P_{k2}(h_0). \quad (5)$$

При дальнейшем уменьшении толщины  $h$  труба будет терять устойчивость без искривления оси (см. рис 1, б), и при  $h < h_0$  критическая сила  $P_{k1}$  не может быть реализована.

На рис. 2 приведены функции  $P_{k1}(h)$  и  $P_{k2}(h)$ . Очевидно, что точка пересечения кривых  $P_{k1}(h)$  и  $P_{k2}(h)$  определяет наибольшую критическую силу при  $F = \text{const}$ .

Из равенства (5) получим:

$$1,27 \cdot 10^{-2} \frac{C_1 F^3 E}{l^2 h_0^2} = C_2 E h_0^2,$$

откуда

$$h_0 = 0,34 \sqrt{\frac{C_1 F^3}{C_2 l^2}}. \quad (6)$$

Тогда диаметр трубы составит

$$d_0 = 0,94 \sqrt{\frac{C_2 F l^2}{C_1}}. \quad (7)$$

Соответственно, получим:

$$\frac{d_0}{h_0} = 2,76 \sqrt{\frac{C_2 l^2}{C_1 F}};$$

$$P_k(h_0) = 0,116 E F \sqrt{C_1 C_2} \frac{\sqrt{F}}{l}. \quad (8)$$

Критическая сила  $P_k(h_0)$  соответствует точке  $A$  пересечения функций  $P_{k1}(h)$  и  $P_{k2}(h)$  (см. рис. 2), однако нет гарантии реализации таких значений.

Существует третий фактор, ограничивающий критическую силу, — предел  $\sigma_t$  текучести материала трубы:  $P_{k3} = \sigma_t F$ .

При  $P \geq P_{k3}$  возникает пластическая деформация, что недопустимо, т. е. если  $P_k/F \geq \sigma_t$ , то использовать формулы (1)–(4) недопустимо. Поэтому выбор значения  $P_{k1} = P_{k2}(h_0)$  возможен только при условии  $\frac{P_k(h_0)}{F} < \sigma_t$  или

$$0,116 \sqrt{C_1 C_2} \frac{\sqrt{F}}{l} < \frac{\sigma_t}{E}. \quad (9)$$

Рассмотрим два возможных варианта. Если  $\sigma_t F > P_k(h_0)$ , то реализуется случай, соответствующий рис. 2, а, где кривая 1, построенная по формуле (2), характеризует зависимость критической силы по Эйлеру от толщины трубы, кривая 2 — изменение критической силы  $P_{k2}(h)$  согласно формуле (3), а точка  $A$  их пересечения определяет оптимальную толщину  $h_0$  трубы. На рис. 2 штриховыми линиями показаны участки линий 1, 2 и 3 (соответствует критической силе  $P_{k3}$ ), которые не могут быть реализованы, т. е. следует принять параметры трубы  $h_0$  и  $d_0$  согласно формулам (6) и (7). Если же условие (9) не выполнено, то точка  $A$  (см. рис. 2, б) не может быть реализована и предельные значения сил ограничены линией  $BC$  при  $P = P_{k3}$ . Область допустимых значений толщины стенки трубы в этом случае ограничена при малых  $h$  участком  $OB$  кривой 2, затем участком  $BC$  линии 3 и далее  $CD$  участком кривой 1. В реальных условиях допустимые нагрузки с учетом коэффициента запаса принимают равными  $(0,6 \div 0,7) P_k$  [5].

В качестве примера рассмотрим использование труб высокого качества, полученных на прошивном стане [6]. При диаметре трубы  $d = 88$  мм и толщине стенки  $h = 9,5$  мм,  $F = 2,625 \cdot 10^{-3}$  м<sup>2</sup> и  $l = 4$  м принимаем:  $C_1 = 9,87$  (при шарнирных опорах трубы);  $C_2 = 1,9$ , что в 2 раза меньше максимального значения.

При этих параметрах и  $\sigma_t = 300$  МН/м<sup>2</sup> три критические силы составят:  $P_{k1} = 0,314$  МН;  $P_{k2} = 34,3$  МН;  $P_{k3} = 0,788$  МН. Следует ориентироваться на меньшее из этих значений и принять  $P_k = P_{k1} = 0,314$  МН.

Определим оптимальные значения  $h_0$  и  $d_0$  по формулам (6) и (7):  $h_0 = 3 \cdot 10^{-3}$  м,  $d_0 = 0,279$  м. Тогда согласно формуле (8) критические силы составят  $P_{k1}(h_0) = P_{k2}(h_0) = 3,38$  МН.

Так как условие (9) не выполнено:

$$0,116 \sqrt{C_1 C_2} \frac{\sqrt{F}}{l} = 6,43 \cdot 10^{-3} > \frac{\sigma_t}{E} = 1,5 \cdot 10^{-3},$$

то реализуется потеря устойчивости, соответствующая рис. 2, б, когда  $P_k = P_{k3} = 0,788$  МН. Определим координаты точек  $B$  и  $C$ . Приравняв  $P_{k3}$  и  $P_{k2}(h_1)$ , найдем координату  $h_1$  точки  $B$ :

$$h_1 = \sqrt{\frac{\sigma_t F}{C_2 E}} = 1,44 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

а из условия  $P_{k3} = P_{k1}(h_2)$  найдем координату  $h_2$  точки  $C$ :

$$h_2 = 0,113 \frac{F}{l} \sqrt{\frac{C_1 E}{\sigma_t}} = 6 \cdot 10^{-3} \text{ м}. \quad (10)$$

Соответственно, получим:  $d_1 = 0,58$  м и  $d_2 = 0,14$  м. Можно выбрать любую толщину трубы в диапазоне  $1,44 \text{ мм} \leq h \leq 6 \text{ мм}$ . Выбираем максимальное значение, т. е.  $h = 6$  мм, так как чем больше толщина трубы, тем меньше влияние погрешностей размеров трубы на критические силы (кроме того, рассматриваемые трубы большей толщины дешевле). Итак, заменив трубу  $\varnothing 88 \times 9,5$  мм на трубу  $\varnothing 140 \times 6$  мм, при одинаковых площадях их поперечных сечений и массе, равной в обоих случаях 82,43 кг, получаем увеличение критической силы до 0,788 МН, т. е. в 2,5 раза.

Эффект будет значительнее, если использовать более прочную сталь. Например, если материал трубы — сталь 40ХН с  $\sigma_t = 800 \text{ МН}/\text{м}^2$  [7], то можно увеличить силу  $P_{k3}$  до 2,1 МН [условие (9) и в этом случае не выполняется, поэтому критическое усилие равно  $P_{k3}$ ].

Согласно формуле (10)  $h_2 = 3,68 \cdot 10^{-3}$  м, тогда  $d_2 = 0,227$  м и для такой трубы критическая сила возрастет в  $P_{k3}/P_{k1} = 2,1/0,314 = 6,7$  раза. Значения  $P_{k1}$  и  $P_{k2}$  не увеличатся, поскольку в формулы для их определения входит только модуль упругости, а не предел текучести.

Таким образом, применение трубы  $\varnothing 88 \times 9,5$  мм в данном случае не является оптимальным решением. Использовать то же количество металла (82,43 кг) можно более эффективно; для трубы  $\varnothing 140 \times 6$  мм из стали с пределом текучести  $\sigma_t = 300 \text{ МН}/\text{м}^2$  критическая сила в 1,7 раза больше, а для трубы  $\varnothing 227 \times 3,7$  мм из легированной стали с  $\sigma_t = 800 \text{ МН}/\text{м}^2$  — в 6,7 раза. В данном случае основным условием была надежность конструкции. Однако можно решить и другую задачу: при заданной критической силе  $P_k$  обеспечить минимальную площадь  $F$  поперечного сечения и, соответственно, минимальный расход материала.

Если выполнено неравенство (9) и реализуется вариант, представленный на рис. 2, а, то следует принять  $h = h_0$ , тогда

$$F = 2,05 \sqrt[3]{\frac{P_k^2 l_2}{C_1 C_2 E^2}}.$$

Если условие (9) не выполнено и реализуется вариант, представленный на рис. 2, б, то  $F = P_k/\sigma_t$ .

Если для вышеприведенного примера ограничиться критической силой  $P_k = 0,314$  МН, то  $F = 1,05 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$  и расход металла можно уменьшить в 2,5 раза.

Но, учитывая важность надежности опорных конструкций, основным является увеличение критической силы. При выборе трубы с размерами, при которых критические силы соответствуют точкам на кривой 1 правее точки  $A$  на рис. 2, а, или правее точки  $C$  на рис. 2, б, либо точкам на кривой 2 левее точки  $A$  на рис. 2, а, или левее точки  $B$  на рис. 2, б, материал трубы используется нерационально и не реализуются его возможности, что уменьшает надежность конструкции.

Часто при проектировании колонн конструктор выбирает трубы из имеющихся на предприятии. Если расчет по Эйлеру, т. е. по формулам (1) и (2), подтверждает их устойчивость (сила меньше критической), то в конструкции оставят эти трубы, однако материал трубы часто используется нерационально.

Допустим, что выбрана труба диаметром  $d = 0,2$  м, толщиной  $h = 1,6 \cdot 10^{-2}$  м, длиной  $l = 10$  м, массой  $m = 785$  кг. Площадь ее поперечного сечения равна  $0,01 \text{ м}^2$ ; при  $C_1 = 9,87$  по формуле (1) определяем критическую силу  $P_{k1} = 1$  МН. Однако диаграмма  $P_k(h)$  показывает, что такое конструктивное решение неоптимально.

По формулам (6) и (7) при  $C_1 = 9,87$  и  $C_2 = 1,27$  находим:  $h_0 = 5,7 \cdot 10^{-3}$  м;  $d_0 = 0,56$  м;  $d_0/h_0 = 98,2$ . При этом  $P_{k1}(h_0) = P_{k2}(h_0) = 7,77$  кН. Выбираем трубу, изготовленную из стали 22 Х1МФА (производство таких труб освоено на Северском трубном заводе [7]). Для этой стали категории Л предел текучести  $\sigma_t = 655 \div 862 \text{ МН}/\text{м}^2$  [7]. Приняв минимальное значение  $\sigma_t = 655 \text{ МН}/\text{м}^2$ , определим критическую силу  $P_{k3} = 6,55$  МН.

Поскольку условие (9) не выполнено, то согласно диаграмме, приведенной на рис. 3, следует принять критическую силу  $P_{k3} = 6,55$  МН. Координаты точек  $B$  и  $C$  на рис. 3 определены условиями  $P_{k3}(h_1) = P_{k2}(h_1)$  и  $P_{k3}(h_2) = P_{k1}(h_2)$ , где  $h_1 = 5 \cdot 10^{-3}$  м ( $d_1 = 0,637$  м) и  $h_2 = 6,2 \cdot 10^{-3}$  м ( $d_2 = 0,514$  м).

Оптимальные размеры трубы соответствуют любой точке на отрезке  $BC$  (например,  $h_0 = 5,7 \cdot 10^{-3}$  м), что обеспечивает критическую силу 6,55 МН (в 6,55 раза больше, чем сила для трубы с размерами  $d = 0,2$  м и  $h = 1,6 \cdot 10^{-2}$  м, которая соответствует точке  $D$  на рис. 3).

Насколько важен выбор конструкции опорных колонн, можно показать на примере, приведенном в работе [8], где используется цилиндрическая колонна диаметром 0,1 м, длиной 3 м из стали Ст. 3 и обеспечивается нагрузка 0,4 МН.

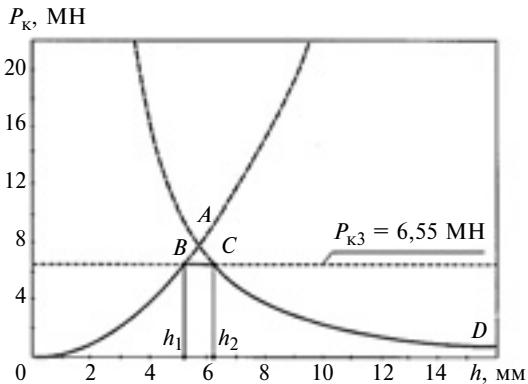


Рис. 3. Диаграмма критических сил  $P_{k1}$ ,  $P_{k2}$  и  $P_{k3}$  для стальной трубы массой 785 кг и длиной 10 м

Масса колонны равна 185 кг. Расчетом по Эйлеру определена критическая сила  $P_{k1} = 1,13$  МН, т. е. обеспечен коэффициент запаса  $n_3 = 1,13/0,4 = 2,825$ , что признано достаточным. Однако расчетом по формулам (6) и (7) при  $F = 7,85 \cdot 10^{-3}$  м<sup>2</sup> установлены значения  $h_0 = 7,8 \cdot 10^{-3}$  м и  $d_0 = 0,32$  м, согласно которым  $P_{k1} = P_{k2} = 2,33$  МН.

Поскольку в качестве материала колонны задана углеродистая сталь, то, приняв  $\sigma_t = 240$  МН/м<sup>2</sup>, получим  $P_{k3} = 1,88$  МН <  $P_{k1}(h_0)$ . Можно принять за исходные параметры колонны  $h_0$  и  $d_0$  при  $P_k = 1,88$  МН, а коэффициент запаса таким же, как и в работе [8], т. е.  $n_3 = 2,825$ . В этом случае допустимая сила  $P = 1,88/2,825 = 0,67$  МН, что в 1,67 раза больше, чем в примере, приведенном в работе [8].

Данный метод расчета можно использовать и для труб с другими сечениями.

Для трубы квадратного сечения с размерами  $a \times a$  и толщиной  $h \ll a$  можно определить размеры, обеспечивающие оптимальную устойчивость. Критическая сила при искривлении оси данной трубы составит:

$$P_{k1} = C_1 \frac{Ea^3 h}{3l^2} = \frac{C_1 EF}{192 l^2 h^2},$$

где  $\frac{a^3 h}{3} = J$ ;  $F = 4ah$ .

В этом случае возможна потеря устойчивости и вследствие искривления каждой из граней балки. Если рассматривать каждую из четырех граней как пластину размерами  $a \times l$  с защемленными двумя краями (в угловых сечениях), то критическая сила, действующая на одну грань, составит [8]:

$$0,25 P_{k2} = \frac{k\pi^2 Eh^3}{12(1-\gamma^2)a} = \frac{k\pi^2 Eh^4}{3(1-\gamma^2)F}.$$

При  $l/a$  можно принять коэффициент  $k = 7$  (для  $l/a = 1$  [8] он максимальен и равен 7,69). При этом если коэффициент Пуассона  $\gamma = 0,3$ , то

$$P_{k2} = 101 Eh^4/F;$$

равенство  $P_{k1} = P_{k2}$  будет иметь место при

$$h_0 = 0,193 \sqrt{\frac{\sqrt{C_1 F^2}}{l}}; a_0 = 1,3 \sqrt[3]{\frac{Fl}{\sqrt{C_1}}}; \frac{a_0}{h_0} = 6,843 \sqrt[3]{\frac{l^2}{C_1 F}}.$$

Например, для балки размерами  $a = 0,15$  м,  $h = 1,33 \cdot 10^{-2}$  м,  $l = 4$  м с площадью поперечного сечения  $F = 8 \cdot 10^{-3}$  м<sup>2</sup> и  $C_1 = 9,87$  критическая сила составит  $P_{k1} = 1,86$  МН. Однако если принять оптимальные значения  $h_0 = 7 \cdot 10^{-3}$  м и  $a = 0,28$  м, то получим  $P_{k1} = P_{k2} = 6,7$  МН, что в 3,6 раза больше предыдущей. Но реализовать ее можно только при  $\sigma_t \gg 838$  МН/м<sup>2</sup>. Если же, например,  $\sigma_t = 400$  МН/м<sup>2</sup> и  $P_{k3} = 3,2$  МН, то последнюю величину следует принять в качестве критической силы, что в 1,93 раза больше, чем для балки размерами  $0,15 \times 1,33 \cdot 10^{-2}$  м.

Во многих случаях при проектировании опорных конструкций, работающих в условиях продольного изгиба, целесообразно не ограничиваться определением критической силы по Эйлеру, а проанализировать три критические величины согласно функции  $P_k(h)$ , что позволит значительно увеличить предельное усилие без увеличения массы конструкции и повысить ее надежность.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Лурье А. И. Теория упругости. М.: Наука, 1970. 939 с.
2. Тимошенко С. П. Устойчивость упругих систем. М.: Гостехиздат, 1958. 567 с.
3. Вольмир А. С. Устойчивость деформируемых систем. М.: Наука, 1967. 984 с.
4. Пановко Я. Г., Губанова И. И. Устойчивость и колебания упругих систем. М.: Наука, 1979. 384 с.
5. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчеты на прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.
6. Котенок В. И., Майзелис Г. С. Исследование совмещенного процесса прокатки точных гильз в рабочей клети прошивного стана // Неделя металлов в Москве. М.: ВНИИМЕТМАШ. 2007. С. 299–306.
7. Оценка характера разрушения образцов высокопрочных труб из стали марки 22Х1МФА / Д. А. Силин, И. Н. Ашихмина, А. А. Попов, С. В. Беликов // Металлургия XXI века. Тр. Междунар. конф. молодых специалистов. М.: ВНИИМЕТМАШ, 2006. С. 432–435.
8. Справочник Машиностроителя / Под ред. С. В. Серенсена. М.: Машгиз, Т. 3. 1962. С. 335.

## Местная податливость связи в односрезных болтовых соединениях

Предложен новый аналитический метод расчета местной податливости связи в многорядных односрезных болтовых или заклепочных соединениях. Экспериментально подтверждена его достоверность.

**Ключевые слова:** болтовые и заклепочные соединения, деформации, местная податливость связи.

The new analytical method of analysis of local flexibility of constraint in single-shear multiple row bolted or riveted joints is suggested. Its adequacy is confirmed by experiments.

**Keywords:** bolted and riveted joints, deformations, local flexibility of a constraint.

Основу расчетов на прочность и рационального проектирования многорядных болтовых или заклепочных стыков силовых конструкций составляют расчет распределения усилий по рядам. Это распределение обусловлено в первую очередь наличием местной податливости связи, под которой понимают смещение под нагрузкой поперечного сечения по оси ряда одного из стыкуемых элементов относительно другого, вызванное локальными упругими деформациями соединительного элемента и стенок отверстий каждого из соединяемых элементов стыка.

На рис. 1 показаны наиболее применяемыестыки: плоский (*а*), клиновидный (*б*) и ступенчатый (*в*). Крепежные элементы в таких стыках располагают, как правило, параллельными рядами в шахматном порядке или в линию. Если предположить, что местная податливость связи в соединении отсутствует, то все усилие, приложенное к стыку, будет восприниматься элементами только крайних рядов, в то время как наличие местной податливости связи обусловит загружение элементов средних рядов.

В плоском стыке распределение по рядам 1÷5 (см. рис. 1, *а*) усилий и тем более максимальных напряжений на контуре каждого из болтовых отверстий крайне неравномерно. Так, максимальные напряжения на контуре отверстия ряда 5, наиболее удаленного от поперечной кромки стыкуемого листа II, значительно превышают таковые у отверстий ряда 1, ближайшего к поперечной кромке листа II, и могут в разы превышать аналогичные напряжения, действующие в отверстиях средних рядов. Такие стыки в силу простоты, сопряженной с вышеуказанный их нерациональностью, используют лишь в простейших металлоконструкциях. В тех случаях, когда одним из важнейших условий яв-

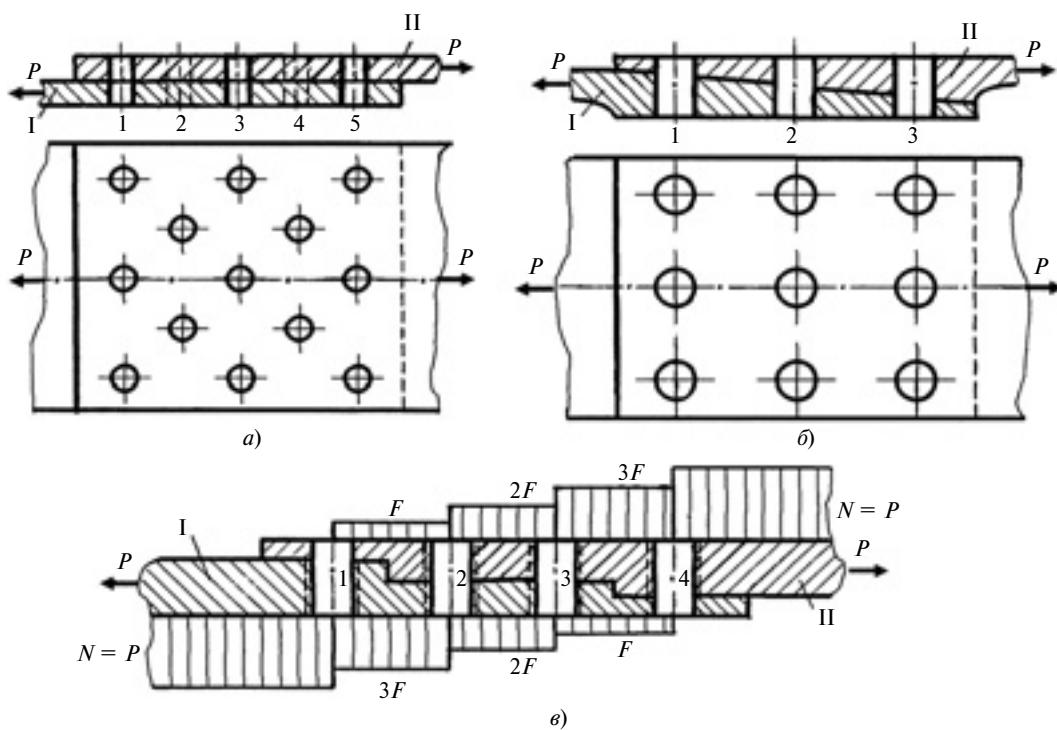


Рис. 1. Плоский (*а*), клиновидный (*б*) и ступенчатый (*в*) стыки

ляется минимизация массы конструкции при обеспечении требуемой надежности (например в авиации), применяютстыки переменного сечения, которые обеспечивают наиболее равномерное распределение не только усилий, но и максимальных напряжений на кромках болтовых отверстий по рядам болтов.

Определению местной податливости связи посвящено много исследований (например работы [1—5]), связанных с расчетом распределения усилий по рядам так называемых поперечных болтовых и заклепочных стыков, крепежные элементы которых, работающие на срез, расположены группами (рядами). Работы [1—3] посвящены теоретическому решению вопроса, а в работах [4, 5] исследователями, подвергающими сомнению саму возможность получения достоверного теоретического решения задачи о местной податливости, предложены различные эмпирические зависимости для ее определения.

Общее представление о местной податливости  $\delta_{\text{п}}$  произвольной связи, сведенное к смещению одного из стыкуемых элементов относительно другого под нагрузкой на поперечной оси связи, описывается выражением:

$$\delta_{\text{п}} = (C_1 F)_{\text{п}},$$

где  $F$  — усилие, передаваемое данной связью;  $C_1$  — коэффициент местной податливости, т. е. податливость связи при действии на нее единичной силы (определяется аналитически или экспериментально).

Однако физическое содержание понятия местной податливости у разных исследователей различно. Так, в одной из ранних работ, посвященных расчету распределения усилий по рядам двусрезного симметричного заклепочного соединения [1], за величину местной податливости был принят максимальный прогиб оси заклепки, расчет которого выполнен в данной работе. В работах [2, 3] за коэффициент местной податливости принята сумма трех составляющих: совместного смятия стенок болта и отверстия, а также изгибных и сдвиговых деформаций крепежного элемента, для которых получены аналитические решения.

В настоящей работе предлагается иной подход к расчету местной податливости связи, основанный на полученном ранее автором решении [6] о контактном взаимодействии болта со стенкой болтового отверстия в односрезных соединениях. В работе [6] выведено дифференциальное уравнение изогнутой оси болта и получены аналитические решения задач о распределении контактной нагрузки и прогибах оси болта, представленные в явном виде для участков, равных толщине каждого из соединяемых элементов. Эти решения получены с учетом взаимного упругого смятия контактирующих поверхностей, зависящего от величины контакт-

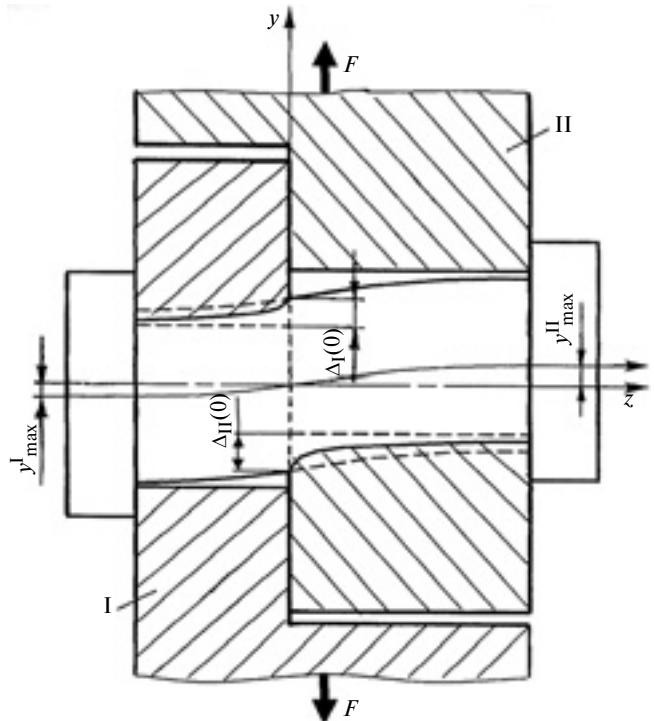


Рис. 2. Расчетная схема единичной силовой точки односрезного соединения

ного давления болта на стенку отверстия, материалов болта и листа и сдвиговых деформаций в теле болта.

На рис. 2 представлена расчетная схема единичной силовой точки (связи) односрезного соединения, в которой за начало координат принята плоскость среза соединения, что обеспечивает справедливость предложенных решений для каждого из соединяемых элементов. В схеме деформирования болта учтено взаимное упругое смятие поверхностей обоих контактирующих тел. Штриховыми линиями показаны поверхности контакта болта со стенкой отверстия в двух крайних гипотетических случаях: первый — болт несминаем, а стенка отверстия полностью податлива (плавные кривые штриховые линии); второй — стенка отверстия несминаема, а болт полностью податлив (прямые штриховые линии). Расположенная между ними сплошная кривая представляет собой поверхность контакта в реальных условиях взаимного упругого смятия обеих контактирующих поверхностей. Видим, что в результате смятия поверхности болта на ней в плоскости среза соединения образуется ступенька, которая радикальным образом влияет на изгибные деформации болта. Это взаимное смятие, равно как и распределение контактного давления, в общем случае является переменным по длине контакта, достигая максимальных значений в плоскости среза соединения.

Согласно рис. 2 смещение элемента I относительно элемента II в плоскости среза соединения,

характеризующее реальное значение коэффициента местной податливости связи, определяется выражением

$$C_1 = \Delta_I(0) + \Delta_{II}(0). \quad (1)$$

Принятие некоторыми исследователями максимального прогиба  $y_{\max}$  болта за величину местной податливости нельзя признать корректным. Поясним это конкретным примером. Допустим, что стальным болтом соединены пластины из алюминиевого сплава, при этом толщина пластин существенно меньше диаметра болта. Максимальный прогиб болта в этом случае при реальных значениях нагрузки близок к нулю, тогда как упругое смятие одних только стенок отверстий, которое в основном и определит местную податливость, может оказаться весьма значительным.

Распределение контактного давления по толщине каждого из соединяемых элементов, решение для которого дано в работе [6], описывается следующим выражением, являющимся результатом решения дифференциального уравнения:

$$q(z) = \xi [c_1 \sin(\omega z) \operatorname{sh}(\varphi z) + c_2 \sin(\omega z) \operatorname{ch}(\varphi z) + c_3 \cos(\omega z) \operatorname{sh}(\varphi z) + c_4 \cos(\omega z) \operatorname{ch}(\varphi z)]. \quad (2)$$

В формуле (2)  $\xi = \frac{\pi E_{\text{л}} \beta^*}{2}$ , где  $\beta^* = \frac{\beta}{1 + \beta}$ ,  $\beta = \frac{E_6}{E_{\text{л}}}$  ( $E_6$  и  $E_{\text{л}}$  — модули Юнга материалов болта и листа);  $c_1 \div c_4$  — константы интегрирования:

$$c_1 = M \frac{\varphi^* \operatorname{sh}(2\varphi t) - \omega^* \sin(2\omega t)}{2\omega(\varphi^2 + \omega^2)[\operatorname{sh}^2(\varphi t) + \sin^2(\omega t)]};$$

$$c_2 = -M \frac{\varphi^*}{\omega(\varphi^2 + \omega^2)};$$

$$c_3 = M \frac{\omega^*}{\omega(\varphi^2 + \omega^2)};$$

$$c_4 = -M \frac{\omega^* \operatorname{sh}(2\varphi t) + \varphi^* \sin(2\omega t)}{2\omega(\varphi^2 + \omega^2)[\operatorname{sh}^2(\varphi t) + \sin^2(\omega t)]}.$$

Здесь:

$$\varphi^* = \varphi[(\varphi^2 + \omega^2) + K_{\text{cp}}(\varphi^2 - 3\omega^2 - \mu^*)],$$

где  $\mu^* = \frac{4,44(1 + \mu)}{d^2(1 + \beta)}$ ;  $K_{\text{cp}}$  — коэффициент срезности, для однослойного соединения по данным работы [6]  $K_{\text{cp}}^I = 0,128\bar{t}^2 - 0,355\bar{t} + 0,875$  ( $\bar{t} = t/d$ ;  $t$  — толщина листа,  $d$  — диаметр болта);

$$M = F/2EJ_x(\varphi^2 + \omega^2),$$

где  $J_x = \pi d^4/64$  — осевой момент инерции сечения болта;

$$\omega^* = \omega[(\varphi^2 + \omega^2) - K_{\text{cp}}(\varphi^2 - 3\omega^2 + \mu^*)];$$

$\varphi$  и  $\omega$  — сопряженные величины, определяемые выражением

$$\frac{1}{d} \sqrt{\frac{2\sqrt{2(1 + \beta)} \pm k(1 + \mu)}{1 + \beta}},$$

где  $k$  — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения касательных напряжений по высоте сечения болта, т. е. наличие сдвиговых деформаций в теле болта; для круглого сечения  $k = 10/9$ ;  $\mu$  — коэффициент Пуассона материала болта.

Наибольшего значения контактное давление достигает в плоскости среза соединения, т. е. при  $z = 0$ , когда согласно формуле (2) оно составит  $q(0) = -\xi c_4$ .

Максимальное взаимное смятие контактирующих поверхностей в плоскости среза в направлении силы  $F$  для любого из стыкуемых элементов составит [6]:

$$\Delta(0) = \frac{q(0)}{\xi} = -c_4 = M \frac{\omega^* \operatorname{sh}(2\varphi t) + \varphi^* \sin(2\omega t)}{2\omega(\varphi^2 + \omega^2)[\operatorname{sh}^2(\varphi t) + \sin^2(\omega t)]}. \quad (3)$$

Подставив в выражение (3) значения  $M$  из формулы (2) при  $F = 1$  и  $J_x$ , получим общее выражение для составляющей коэффициента местной податливости связи по одному из соединяемых элементов:

$$\Delta(0) = \frac{S}{E_6 d}, \text{ мм/Н.} \quad (4)$$

Здесь

$$S = \frac{5,1[\bar{\omega}^* \operatorname{sh}(2\varphi t) + \bar{\varphi}^* \sin(2\omega t)]}{\bar{\varphi} \bar{\omega} (\bar{\varphi}^2 + \bar{\omega}^2)^2 [\operatorname{sh}^2(\varphi t) + \sin^2(\omega t)]}, \quad (5)$$

где  $\bar{\varphi} = \varphi d$ ;  $\bar{\omega} = \omega d$ ;  $\bar{\varphi}^* = f_1(\bar{\varphi}, \bar{\omega})$ ;  $\bar{\omega}^* = f_2(\bar{\varphi}, \bar{\omega})$ .

Коэффициент  $S$  является функцией отношения  $t/d$  толщины листа к диаметру болта и параметра  $\beta$ .

На рис. 3 сплошными линиями представлены зависимости коэффициента  $S$  от  $t/d$  для разных модулей упругости материалов листа и болта, построенные в соответствии с выражением (5). Кривые 1—3 соответствуют значениям  $\beta = 1; 2$  и  $3$ , охватывающим практически весь их возможный диапазон. Характер полученных кривых объясняется следующим. При  $t \rightarrow 0$  и любой постоянной нагрузке на соединение контактное давление, становясь

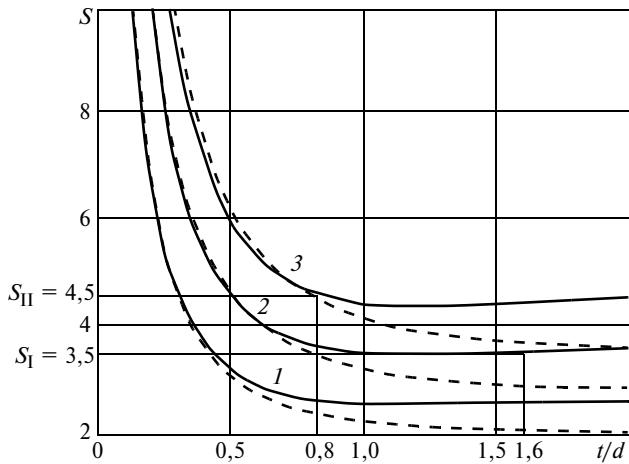


Рис. 3. Зависимости коэффициента  $S$  от отношения  $t/d$  при  $\beta = 1$  (1), 2 (2) и 3 (3)

равномерно распределенным по толщине, резко возрастает, вследствие чего резко увеличивается взаимное смятие контактирующих поверхностей. При увеличении толщины листа относительно диаметра болта происходит, с одной стороны, возрастание коэффициента  $K_q$  концентрации контактной нагрузки в плоскости среза соединения, а с другой — снижение номинального значения этой нагрузки, относительно которой и рассчитывается коэффициент концентрации. Этот процесс практически равновесный, в результате абсолютная величина максимальной контактной нагрузки в данном диапазоне значений  $t/d$  изменяется весьма незначительно.

Согласно зависимостям на рис. 3 при  $t/d > 1$  коэффициент  $S$  практически не зависит от этого отношения и близок к линейной функции параметра  $\beta$ , которую можно аппроксимировать функцией

$$S = 1,5 + \beta. \quad (6)$$

При  $t/d < 1$  выражение (5) также можно упростить исходя из того, что члены этого выражения, содержащие гиперболические тригонометрические функции, практически на порядок больше членов, содержащих круговые тригонометрические функции, которыми можно пренебречь. Тогда выражение (5) примет вид:

$$S = \frac{8\omega^* \operatorname{cth}(\phi t)}{\phi \omega (\phi^2 + \omega^2)^2}. \quad (7)$$

Построенные по выражению (7) зависимости показаны на рис. 3 штриховыми линиями. Очевидно, что выражение (7) целесообразно применять при  $t/d < 0,75$ .

Выражение (5), а также его упрощенные варианты (6) или (7) следует применять при решении задачи о распределении усилий по рядам многорядных стыков. В случае определения местной податливости связи для расчета жесткости соедине-

ния, когда все усилия, передаваемые крепежными элементами, уже определены, целесообразно воспользоваться зависимостями, представленными на рис. 3, применяя линейную интерполяцию в случае дробных значений  $\beta$ .

Семейство зависимостей, представленных на рис. 3, имеет важное практическое значение, так как позволяет определять минимально допустимую по условиям смятия толщину стыкуемого элемента относительно диаметра болта. Так, в соединении, болт и лист которого изготовлены из одинаковых материалов, т. е.  $\beta = 1$ , предельная толщина листа не должна быть менее  $0,3d$ , так как иначе величина  $S$ , а следовательно и взаимное смятие, резко возрастают. В другом крайнем случае при  $\beta = 3$  минимальная толщина листа составит  $0,5d$ . При этом в качестве ограничения принимаем точку на соответствующей кривой, в которой угол наклона к оси абсцисс касательной к кривой составляет  $60^\circ$ , после чего и происходит резкое увеличение  $S$ .

Поскольку в стыках переменного сечения в рядах могут различаться не только толщины, но и материалы крепежных и стыкуемых элементов, местную податливость следует определять отдельно для каждого элемента, т. е. согласно выражению (1).

Рассмотрим применение предложенного метода расчета местной податливости связи на конкретном примере соединения, изолированного от влияния других соединений, в наиболее общем случае, когда все три элемента соединения изготовлены из разных материалов. Допустим, что стальным болтом диаметром 10 мм ( $E_b = 2 \cdot 10^5$  МПа,  $\mu = 0,27$ ) соединены лист I из алюминиевого сплава ( $E_I = 0,7 \cdot 10^5$  МПа,  $\mu = 0,32$ ) толщиной 16 мм и лист II из титанового сплава ( $E_{II} = 1 \cdot 10^5$  МПа,  $\mu = 0,35$ ) толщиной 8 мм. В этом случае  $\beta_I = 3$  и  $\beta_{II} = 2$  (округленно),  $t_1 = 1,6$  и  $t_2 = 0,8$ . Усилие, передаваемое соединением, примем равным 1 кН. Коэффициент срезности  $K_{cp}$ , определяемый здесь по параметру  $t_2$  листа с меньшей толщиной, равен 0,693.

На рис. 4, а показана расчетная схема данного соединения, на рис. 4, б приведены зависимости распределения контактной нагрузки  $q$  по толщине каждого из соединяемых элементов, полученные в соответствии с выражением (2), которые показывают, что при двукратной разнице толщин соединяемых элементов максимальные контактные нагрузки двух элементов, а следовательно и взаимные смятия в плоскости среза, близки.

По кривой 2 на рис. 3 находим  $S_I = 3,5$ , а по кривой 3 получаем  $S_{II} = 4,5$ , следовательно,  $\Delta_I(0) = 2,25 \cdot 10^{-6}$  мм/Н, а  $\Delta_{II}(0) = 1,75 \cdot 10^{-6}$ . Полная величина местной податливости данного соединения при нагрузке  $F = 1$  кН составит  $\delta = 4 \cdot 10^{-3}$  мм.

Таким образом, выражение (4) позволяет вычислить коэффициент местной податливости едини-

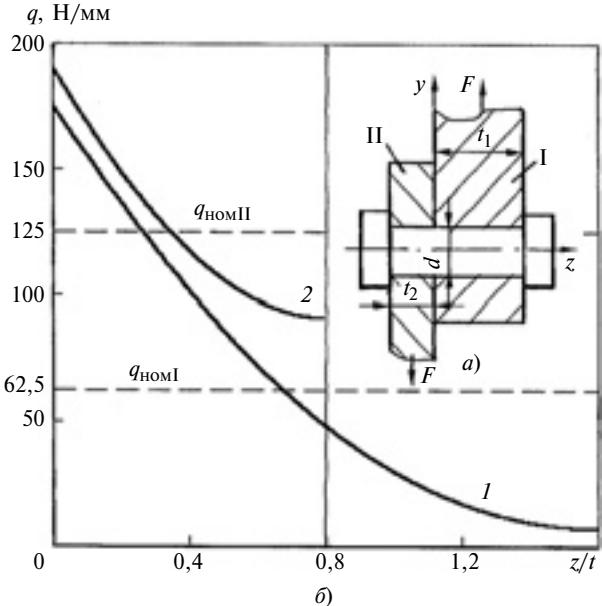


Рис. 4. Расчетная схема болтового однослойного соединения (а) и кривые распределения контактной нагрузки  $q$  по толщине  $t_1$  (1) и  $t_2$  (2) соединяемых элементов (б);  $q_{\text{номI}}$ ,  $q_{\text{номII}}$  — номинальная контактная нагрузка встыкуемых листах I и II

ничной связи как функции геометрических и механических характеристик соединения с учетом взаимного смятия поверхностей болта и отверстия, неравномерно распределенного по длине болта ввиду его прогиба, а также с учетом сдвиговых деформаций в теле болта. Эти же параметры учтены и в работах [2, 3] в виде отдельных составляющих, тогда как в данной работе все они входят в выражение коэффициента  $S$ . Расчетом местной податливости единичного соединения (см. рис. 4) методом, изложенным в работе [3], получено  $\delta = 12,6 \cdot 10^{-3}$  мм, что в 3 раза больше значения, полученного предлагаемым методом.

Отметим, что в работе [7] автором было предложено учитывать еще две возможные составляющие местной податливости связи. Одна из этих составляющих обусловлена тем, что давление болта на стенку отверстия, помимо всего вышеуказанного, действует как сила, приложенная к плоскости, вызывающая депланацию поперечного сечения, проходящего по оси рядастыкуемого элемента, прогибая это сечение. Для определения этой составляющей использовалось решение Фламана о сосредоточенной силе, приложенной к краю полуплоскости [8], в соответствии с которым вертикальное перемещение точки приложения силы описывается выражением

$$V(y) = \frac{F}{\pi E t} \left[ 2 \ln \frac{b}{r} - (1 - \mu) \right]. \quad (8)$$

Здесь  $b$  — расстояние от точки приложения силы  $F$  в ее направлении, на котором перемещение равно

нулю [по экспериментальным данным  $b = (5 \div 6)r_{\text{от}}$ , где  $r_{\text{от}}$  — радиус отверстия];  $r$  — радиальная координата, в нашем случае  $r = r_{\text{от}}$ ;  $\mu$  — коэффициент Пуассона материала пластины.

Приняв  $b = 5,5r_{\text{от}}$  в качестве среднего экспериментального значения, составляющую коэффициента местной податливости, обусловленную депланацией сечения, на основании формулы (8) представим как

$$\Delta_{\text{д}}^i = \frac{2,4 - \mu}{2\pi E_i t_i}, \quad (9)$$

где коэффициент 2 в знаменателе обусловлен тем, что в рассматриваемом случае сила приложена в середине плоскости, а не к краю полуплоскости.

Подставив в формулу (9) соответствующие значения, получим:  $\Delta_{\text{д}}^i = 0,3 \cdot 10^{-6}$  и  $\Delta_{\text{д}}^i = 0,4 \cdot 10^{-6}$ , т. е. суммарная составляющая местной податливости достигает 17,5 % от величины, определяемой выражением (4).

Вторая, ранее не учитывавшаяся составляющая местной податливости может возникнуть в соединении только в условиях его растяжения, поскольку в этом случае сечение болтового отверстия становится овальным и образуется зазор между поверхностями болта и отверстия в направлении действия силы, который должен быть выбран. Этот зазор приближенно определяется выражением, вытекающим из известного решения Кирша о растяжении пластины с отверстием [9]:

$$\Delta_{\text{об}}^{(n)} = \frac{3\sigma_{\text{ном}}^{(n)} r}{E}. \quad (10)$$

Здесь  $\sigma_{\text{ном}}^{(n)}$  — напряжения встыкуемом элементе в сечении по оси рассматриваемого ряда, обусловленные усилиями предшествующих рядов. Следовательно, эта составляющая местной податливости не возникает, если ряд болтовых отверстий расположен непосредственно у поперечной кромки стыкуемого элемента.

Составляющую местной податливости из-за овальности отверстия следует определять лишь для многорядного стыка. Оценим ее на примере ступенчатого регулярного, т. е. симметричного, стыка (см. рис. 1, в). Допустим, что стыкуемые элементы изготовлены из алюминиевого сплава, а болты — стальные. Для таких стыков подбором высоты ступенек легко реализуется равномерное распределение усилий по рядам, поэтому полагаем, что  $F_1 = F_2 = F_3 = F_4 = F$ .

Рассмотрим элемент этого стыка, выделенный двумя продольными сечениями посередине между соседними болтами. На рис. 1, в показано распределение в каждом из стыкуемых элементов нормальных внутренних сил  $N_i$ , "обтекающих" болт и

превращающих болтовые отверстия в овальные. Возникающие при этом зазоры между поверхностями болта и отверстия показаны на рис. 1, в штриховыми линиями.

Найдем эту составляющую встыкуемом элементе I по первому ряду болтов, полагая, что он в сечении по этому ряду имеет толщину  $t_1^I = 46$  мм, а общая толщинастыка составляет 24 мм, т. е. рассматриваемый элементстыка аналогичен единичному элементу соединения, представленному на рис. 4, a. Напряжения  $\sigma_{\text{ном}}^{(1)}$  обусловлены суммой усилий от второго, третьего и четвертого рядов болтов. Полагая расстояния между болтами в рядах равными  $4d$ , что часто встречается на практике, получим:

$$\sigma_{\text{ном}}^{(1)} = 0,75F/(dt).$$

Подставив это выражение в численном виде в формулу (9), окончательно получим:  $\Delta_{\text{об}}^{(1)} = \Delta_{\text{об}}^{(4)} = 1 \cdot 10^{-6}$  мм/Н. Эта величина несколько завышена, однако несмотря на это она составляет 1/4 от составляющей, вычисленной по формуле (4). Во втором и третьем рядах овальность болтовых отверстий возникает в обоихстыкуемых элементах и в силу симметрии будет одинаковой. Во втором ряду отверстий элемента I обтекающее усилие составляет  $2F$ , а в элементе II равно  $F$ . В результате получим  $\Delta_{\text{об}}^{(2)} = \Delta_{\text{об}}^{(3)} = 1,35 \cdot 10^{-6}$  мм/Н. Эти значения превышают значения, полученные для первого рядастыка. Однако следует отметить, что составляющая, возникающая из-за овальности болтовых отверстий, имеет место только при первоначальном равенстве диаметров болта и отверстия. Наличие радиального натяга приводит к снижению этой составляющей и по данным работы [9] при радиальных напряжениях от натяга, достигающих половины значений номинальных напряжений от "обтекающего" болт усилия, указанная составляющая уже не возникает.

Особенность этой составляющей податливости в том, что она напрямую не связана с усилием, приложенным к данной связи. При расчете распределения усилий по рядам эту составляющую можно учесть, используя последовательные приближения. В качестве первого приближения следует принять отсутствие этой составляющей. Полученное при этом условии распределение усилий принимаем в качестве второго приближения и т. д.

Достоверность предложенных решений оценим, используя данные выполненного ранее методом муаровых полос исследования [10] деформированного состояния растягиваемой пластины с отверстием, нагруженной дополнительно через диск. Пластина толщиной  $t = 4$  мм и диск диаметром  $d = 24$  мм изготовлены из полимерного материа-

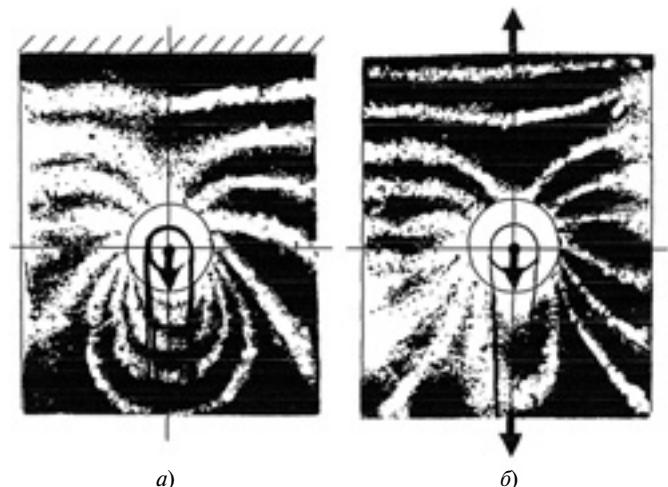


Рис. 5. Муаровые полосы при нагружении пластины с отверстием усилием, приложенным к диску (a), и усилиями, приложенными к диску и пластине (б)

ла ( $E = 3,4 \cdot 10^3$  МПа,  $\mu = 0,37$ ). Первоначально пластину нагружали только через диск усилием  $F = 2$  кН. Муаровые полосы для этого случая показаны на рис. 5, a. В данном методе вертикальное перемещение любой точки поверхности пластины относительно некоторой базовой определяется числом полос с учетом их дробных долей, расположенных между ними. В данном случае число полос между точками окружности, расположенными на продольной (в направлении силы) и поперечной осях, составило около 4,5. Цена полосы — 0,02 мм, следовательно, перемещение точки контура отверстия на продольной оси составило 0,09 мм.

Взаимное смятие стенок диска и отверстия с учетом равномерности контактного давления по толщине определяется выражением

$$\Delta_{\text{см}} = \frac{2F}{\pi t E \beta^*}. \quad (11)$$

Так как материалы диска и пластины одинаковы, т. е.  $\beta^* = 0,5$ , то величины смятия каждого из них тоже одинаковы. Следовательно, для определения перемещений только контура отверстия, которые дает эксперимент, выражение (11) следует разделить на два. В таком случае расчетная величина составляет 0,094 мм, что отличается от экспериментального значения менее чем на 5 %.

Составляющую местной податливости от депланации для этого же случая определим как смещение точки поперечной оси на контуре отверстия относительно точки этой же оси на боковой кромке пластины. Число полос, определяющих это смещение, равно  $\approx 2$ , следовательно, составляющая местной податливости от депланации равна  $4 \cdot 10^{-2}$  мм. Расчет этой же величины по формуле (9) при  $F = 2$  кН дает значение  $4,7 \cdot 10^{-2}$  мм, т. е. на 17,5 % больше экспериментального.

На рис. 5, б представлены муаровые полосы при одновременном действии усилий, приложенных к пластине и диску, каждое из которых равно 1 кН. Перемещение в результате депланации в этом случае, естественно, в 2 раза меньше, чем в предыдущем. Перемещение же характерной точки окружности на продольной оси в этом эксперименте есть результат действия усилия смятия и возникновения овальности отверстия и при числе полос 3,5 составляет  $7 \cdot 10^{-2}$  мм. Раздельные значения этих величин согласно выражениям (4) и (10) составляют соответственно  $4,7 \cdot 10^{-2}$  мм и  $2,4 \cdot 10^{-2}$  мм и в сумме практически совпадают с экспериментальным результатом.

Таким образом, получено аналитическое решение для определения коэффициента местной податливости связи в односрезных болтовых или заклепочных соединениях, которое учитывает взаимное упругое смятие контактирующих поверхностей при наличии изгибных и сдвиговых деформаций крепежного элемента. При этом впервые учтены составляющие местной податливости от депланации поперечного сечения стыкуемого элемента по оси ряда болтов и из-за овальности болтового отверстия, возникающей под действием нормальных внутренних сил, "обтекающих" болт. Предложенные достаточно точные решения, отличающиеся простотой, можно использовать при расчетах распределения усилий по рядам многорядных односрезных стыков и для расчета их жесткостных характеристик.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Arnovlevich I. Inanspuchnachme der Anschlutsnieten elastischer stabe // Zeitschrift für Architectur und Ingenieurwesen. 1909. Bd. 14. H2. S. 89–106.
2. Tate M. B., Rosenfeld S. J. Preliminary investigation of the load carried by individual bolt in bolted joints // NASA. Technical Note. N. 1051; Aero. Engineering Rev. 1946. VIII. V. 5. N 8.
3. Rosenfeld S. J. Analytical and experimental investigation of bolted joints // NASA. Technical Note. № 1458; Aircraft Engineering. 1948. III. V. 20. N 229. 48 p.
4. Barrois W. Stress and displacement due to load transfer by fastener in structural assemblies // Eng. Fracture Mech. 1978. V. 10. N. 1. P. 115–176.
5. Младенцев И. П. Исследование прочности заклепочных соединений // Тр. ЦАГИ. 1951. 88 с.
6. Кожевников В. Ф. Контактное взаимодействие болта со стыкуемыми элементами односрезного соединения // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2002. № 1. С. 47–53.
7. Кожевников В. Ф. Местная податливость связи в срезных болтовых или заклепочных соединениях // Авиационная промышленность. 1990. № 1. С. 7–10.
8. Тимошенко С. П., Гудьор Дж. Теория упругости. М.: Наука, 1979. 560 с.
9. Кожевников В. Ф. Давление запрессованного диска на стенку отверстия пластины, нагруженной по ее кромкам // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2011. № 1. С. 43–51.
10. Кожевников В. Ф., Федоров В. В. Исследование методом муара местной податливости стыкуемых элементов двусрезного болтового соединения // Ученые записки ЦАГИ. 1982. Т. XIII. № 1. С. 57–63.

УДК 621.01

Н. Н. КРОХМАЛЬ, канд. техн. наук (Курганский ГУ), e-mail: kroknn@yandex.ru

## Метод, алгоритм и программная реализация кинематического синтеза пространственного рычажного механизма ВВСС на основе его передаточной функции

Представлен новый метод кинематического синтеза пространственного рычажного механизма типа ВВСС, основанный на использовании уравнения синтеза, в которое кроме функции положения входит передаточная функция механизма.

**Ключевые слова:** пространственный рычажный механизм ВВСС, комбинированный кинематический синтез, передаточная функция.

The new method of kinematic synthesis of RRSS spatial lever mechanism, based on application of synthesis equation, which includes transfer function of a mechanism as well as position function, is presented.

**Keywords:** RRSS spatial lever mechanism, combined kinematic synthesis, transfer function.

Простейшие передаточные рычажные механизмы широко применяются в машиностроении (в частности, в робототехнике) как самостоятельно, так и в составе более сложных механизмов. Одним из таких механизмов является механизм типа ВВСС, для кинематического синтеза которого при проектировании необходим удобный и универсальный инструмент.

Задача кинематического синтеза механизма — определение его параметров, обеспечивающих воспроизведение требуемого закона движения выходного звена при заданном законе движения входного звена с учетом условия передачи сил.

Известны разные способы решения поставленной задачи, основные различия которых заключаются в характере используемых для синтеза урав-

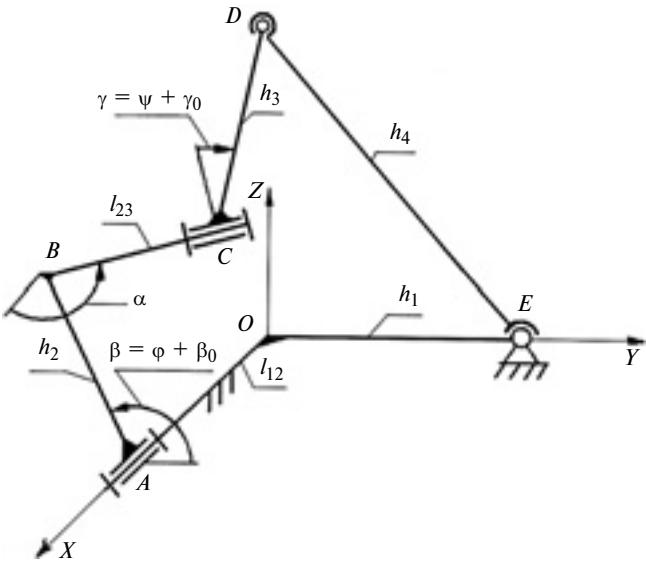


Рис. 1. Расчетная схема для синтеза механизма ВВСС

нений, числе и составе определяемых в этих уравнениях неизвестных, характере накладываемых на область решений ограничений и методе решения уравнений. Например, в работах [1–3] применяется уравнение, описывающее погрешность функции положения механизма, которое решается методом оптимизации для восьми параметров с учетом ограничений. В работах [4–6] используются модификации уравнения взвешенной разности. Уравнение решается для четырех или пяти параметров методом интерполяции или квадратического приближения. В работах [6–11] методом интерполяции или наилучшего приближения решается уравнение взвешенной разности или погрешности функции положения. Определяются от шести до восьми параметров механизма и положения узлов интерполирования. Известны и графо-аналитические решения поставленной задачи [9, 12].

Общее состояние рассматриваемого вопроса и сложности, встречающиеся при решении задачи, изложены в работах [13–15].

Для всех методов синтеза сложности заключаются, во-первых, в выборе начальных приближений параметров механизма, во-вторых, в обеспечении точности воспроизведения требуемого закона движения, которая характеризуется точностью воспроизведения не только перемещения, но и первой и второй передаточных функций. При использовании существующих методов синтеза достаточно высокая точность воспроизведения перемещения не гарантирует столь же высокую точность воспроизведения передаточных функций.

В данной статье рассмотрен новый комбинированный оптимизационно-квадратический метод синтеза, предусматривающий решение указанных вопросов. Кроме того, в ходе синтеза при опреде-

лении областей существования механизма учитывается угол давления в механизме. Окончательный отбор синтезированных механизмов осуществляется по признаку отсутствия дефекта ветвления [13, 14].

На рис. 1 показан шарнирный пространственный четырехзвенник *ABCDE* общего вида с вращательными (*A* и *C*) и сферическими (*D* и *E*) шарнирами. Рассматриваемый механизм характеризуется: размерами стоек —  $OA = l_{12}$ ,  $OE = h_1$  и подвижных звеньев —  $AB = h_2$ ,  $BC = l_{23}$ ,  $CD = h_3$ ,  $DE = h_4$ ; углом  $\alpha$ , а также углами  $\beta_0$  и  $\gamma_0$ , задающими начальные положения входного *AB* и выходного *CD* звеньев.

Уравнение связи звеньев механизма рассматриваемого типа согласно работе [14] имеет вид:

$$A_1 \cos \gamma + A_2 \sin \gamma + A_3 = 0. \quad (1)$$

В соответствии с рис. 1 в уравнение (1) введены следующие обозначения:

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= -k_1 \cos \beta + k_2; \\ A_2 &= -k_3 \sin \beta - k_4; \\ A_3 &= -k_5 \sin \beta - k_6 \cos \beta + k_7; \\ k_1 &= h_1; \quad k_2 = h_2; \quad k_3 = h_1 \cos \alpha; \\ k_4 &= l_{12} \sin \alpha; \\ k_5 &= \frac{h_1 l_{23} \sin \alpha}{h_3}; \\ k_6 &= \frac{h_1 h_2}{h_3}; \\ k_7 &= \frac{h_1^2 + h_2^2 + h_3^2 - h_4^2 + l_{12}^2 + l_{23}^2 + 2l_{12}l_{23} \cos \alpha}{2h_3}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Первая производная от уравнения (1) по обобщенной координате  $\beta$  имеет вид:

$$A'_1 \cos \gamma - A_1 \sin \gamma' + A'_2 \sin \gamma + A_2 \cos \gamma' + A'_3 = 0, \quad (3)$$

где  $A'_1 = k_1 \sin \beta$ ;  $A'_2 = -k_3 \cos \beta$ ;  $A'_3 = -k_5 \cos \beta + k_6 \sin \beta$ .

После подстановки выражений (2) в уравнение (3) и группировки слагаемых получим:

$$a_1 r_1 - a_2 r_2 - a_3 r_3 - a_4 r_4 + a_5 r_5 - d = 0, \quad (4)$$

$$\text{где } r_1 = \frac{k_1}{k_2} = \frac{h_1}{h_2}; \quad r_2 = \frac{k_3}{k_2} = \frac{h_1 \cos \alpha}{h_2}; \quad r_3 = \frac{k_4}{k_2} = \frac{l_{12} \sin \alpha}{h_2}; \quad r_4 = \frac{k_5}{k_2} = \frac{h_1 l_{12} \sin \alpha}{h_2 h_3}; \quad r_5 = \frac{k_6}{k_7} = \frac{h_1}{h_3}.$$

Примем масштабный фактор  $h_2 = 1$ . Полагая, что угловые координаты входного ( $\beta = \phi + \beta_0$ ) и выходного ( $\gamma = \psi + \gamma_0$ ) звеньев являются суммами углов поворота и начального положения, опреде-

лим выражения для коэффициентов  $a_j$  при неизвестных параметрах  $r_i$ :

$$\left. \begin{array}{l} a_1 = \sin(\varphi + \beta_0) \cos(\psi + \gamma_0) + \\ + \cos(\varphi + \beta_0) \sin(\psi + \gamma_0) \psi'; \\ a_2 = \cos(\varphi + \beta_0) \sin(\psi + \gamma_0) + \\ + \sin(\varphi + \beta_0) \cos(\psi + \gamma_0) \psi'; \\ a_3 = \cos(\psi + \gamma_0) \psi'; \\ a_4 = \cos(\varphi + \beta_0); \\ a_5 = \sin(\varphi + \beta_0); \\ d = \sin(\psi + \gamma_0) \psi'. \end{array} \right\} \quad (5)$$

Из уравнения (4) выразим передаточную функцию механизма:

$$\gamma' = \frac{r_1 \sin \beta \cos \gamma - r_2 \cos \beta \sin \gamma - r_4 \cos \beta + r_5 \sin \beta}{-r_1 \cos \beta \sin \gamma + r_2 \sin \beta \cos \gamma + r_3 \cos \gamma + \sin \gamma}. \quad (6)$$

Для реального механизма равенство (4) выполняется для каждого значения обобщенной координаты  $\varphi_i$  с определенной погрешностью  $\Delta_i$ , поэтому для  $i$ -го положения механизма можно записать:

$$a_{1i}r_1 - a_{2i}r_2 - a_{3i}r_3 - a_{4i}r_4 + a_{5i}r_5 - d_i = \Delta_i. \quad (7)$$

Составим функцию, описывающую погрешность движения выходного звена механизма за весь рассматриваемый период движения входного звена:

$$F(r_1, r_2, r_3, r_4, r_5) = \sum_{i=0}^n \Delta_i^2, \quad (8)$$

где  $n$  — число рассматриваемых положений механизма.

Необходимыми условиями минимума функции (8) являются условия равенства нулю частных производных функции по ее аргументам, которые определяются через параметры механизма:

$$\left. \begin{array}{l} \frac{\partial F(r_1, r_2, r_3, r_4, r_5)}{\partial r_1} = 2 \sum_{i=0}^n \Delta_i \frac{\partial \Delta_i}{\partial r_1} = 0; \\ \frac{\partial F(r_1, r_2, r_3, r_4, r_5)}{\partial r_2} = 2 \sum_{i=0}^n \Delta_i \frac{\partial \Delta_i}{\partial r_2} = 0; \\ \frac{\partial F(r_1, r_2, r_3, r_4, r_5)}{\partial r_3} = 2 \sum_{i=0}^n \Delta_i \frac{\partial \Delta_i}{\partial r_3} = 0; \\ \frac{\partial F(r_1, r_2, r_3, r_4, r_5)}{\partial r_4} = 2 \sum_{i=0}^n \Delta_i \frac{\partial \Delta_i}{\partial r_4} = 0; \\ \frac{\partial F(r_1, r_2, r_3, r_4, r_5)}{\partial r_5} = 2 \sum_{i=0}^n \Delta_i \frac{\partial \Delta_i}{\partial r_5} = 0. \end{array} \right\} \quad (9)$$

Подставив формулы (5) в выражения (9), получим систему линейных уравнений для определения параметров  $r_1 \dots r_5$ :

$$\left. \begin{array}{l} r_1 \sum_{i=0}^n a_{1i}^2 + r_2 \sum_{i=0}^n a_{1i}a_{2i} + r_3 \sum_{i=0}^n a_{1i}a_{3i} + \\ + r_4 \sum_{i=0}^n a_{1i}a_{4i} + r_5 \sum_{i=0}^n a_{1i}a_{5i} = \sum_{i=0}^n a_{1i}d_i; \\ r_1 \sum_{i=0}^n a_{1i}a_{2i} + r_2 \sum_{i=0}^n a_{2i}^2 + r_3 \sum_{i=0}^n a_{2i}a_{3i} + \\ + r_4 \sum_{i=0}^n a_{2i}a_{4i} + r_5 \sum_{i=0}^n a_{2i}a_{5i} = \sum_{i=0}^n a_{2i}d_i; \\ r_1 \sum_{i=0}^n a_{1i}a_{3i} + r_2 \sum_{i=0}^n a_{2i}a_{3i} + r_3 \sum_{i=0}^n a_{3i}^2 + \\ + r_4 \sum_{i=0}^n a_{3i}a_{4i} + r_5 \sum_{i=0}^n a_{3i}a_{5i} = \sum_{i=0}^n a_{3i}d_i; \\ r_1 \sum_{i=0}^n a_{1i}a_{4i} + r_2 \sum_{i=0}^n a_{2i}a_{4i} + r_3 \sum_{i=0}^n a_{3i}a_{4i} + \\ + r_4 \sum_{i=0}^n a_{4i}^2 + r_5 \sum_{i=0}^n a_{4i}a_{5i} = \sum_{i=0}^n a_{4i}d_i; \\ r_1 \sum_{i=0}^n a_{1i}a_{5i} + r_2 \sum_{i=0}^n a_{2i}a_{5i} + r_3 \sum_{i=0}^n a_{3i}a_{5i} + \\ + r_4 \sum_{i=0}^n a_{4i}a_{5i} + r_5 \sum_{i=0}^n a_{5i}^2 = \sum_{i=0}^n a_{5i}d_i. \end{array} \right\} \quad (10)$$

Как следует из соотношений (5), коэффициенты в системе уравнений (10) определяются углами поворота входного ( $\varphi$ ) и выходного ( $\psi = \psi(\varphi)$ ) звеньев, которые задаются как исходные данные при синтезе механизма, а также постоянными параметрами  $\beta_0$  и  $\gamma_0$ , которые могут варьироваться в процессе синтеза. Следовательно, задача оптимизационного синтеза имеет размерность, равную двум.

Расчетная формула для определения угла  $\vartheta$  давления в механизме типа ВВСС согласно работе [16] имеет вид:

$$\vartheta = \arccos(\sqrt{D}/h_4), \quad (11)$$

где  $D = A_1^2 + A_2^2 - A_3^2$ .

Таким образом, получены все теоретические расчетные зависимости, необходимые для реализации алгоритма синтеза механизма.

Составным элементом алгоритма синтеза механизма является алгоритм вычисления целевой функции для решения оптимизационной задачи определения параметров  $\beta_0$  и  $\gamma_0$ .

## Алгоритм вычисления значения целевой функции

Целевая функция — центральный элемент при решении задачи синтеза механизма способом оптимизации. В данном случае она неявная, и ее значение вычисляется последовательным выполнением следующих действий:

- 1) задание числа  $n$  расчетных положений механизма;
- 2) задание ограничения для угла  $\vartheta$  давления в механизме;
- 3) задание расчетных углов  $\varphi_i$  на рассматриваемом участке движения входного звена;
- 4) вычисление углов положения выходного звена по заданному закону его движения  $\psi_i = \psi(\varphi_i)$ ;
- 5) вычисление значений производной функции положения выходного звена по заданному закону его движения  $\psi'_i = \psi'(\varphi_i)$ ;
- 6) задание параметров  $\beta_0$  и  $\gamma_0$ ;
- 7) вычисление коэффициентов (5) для расчетных положений механизма;
- 8) решение системы уравнений (10), т. е. определение параметров  $r_1 \div r_5$ ;
- 9) вычисление размеров механизма по известным значениям  $r_1 \div r_5$ :

$$\left. \begin{array}{l} h_1 = r_1; \quad \alpha = \arccos\left(\frac{r_2}{h_1}\right) \text{ при } \left|\frac{r_2}{h_1}\right| \leq 1; \\ l_{12} = \frac{r_3}{\sin\alpha}; \quad h_3 = \frac{h_1}{r_5}; \quad l_{23} = \frac{r_4 h_3}{h_1 \sin\alpha}; \end{array} \right\} \quad (12)$$

- 10) вычисление  $DE = h_4$  (см. рис. 1) на основании равенства (1) при условии  $\varphi = 0, \psi = 0$ :

$$\begin{aligned} h_4 &= \\ &= \sqrt{2h_3(A_1 \cos\gamma_0 + A_2 \sin\gamma_0 - k_5 \sin\beta_0 - k_6 \cos\beta_0 +} \\ &\quad \left. \rightarrow \frac{h_1^2 + h_3^2 + l_{12}^2 + l_{23}^2 + 2l_{12}l_{23} \cos\alpha}{2h_3}\right); \end{aligned}$$

- 11) вычисление углов  $\vartheta_i$  (11) для расчетных положений механизма;
- 12) отбор из массива максимального значения  $\vartheta_i$ ;
- 13) вычисление значений погрешностей по формуле (7) для расчетных положений механизма;
- 14) вычисление значения целевой функции по формулам:

$$f(\varphi_0, \psi_0) = \begin{cases} \sum_{i=0}^n \Delta_i^2 \rightarrow if \text{ при } \vartheta_{\max} \leq [\vartheta] \text{ и } \left|\frac{r_2}{h_1}\right| \leq 1; \\ \infty \rightarrow if \text{ при } \sin^2 \vartheta_{\max} > [\vartheta] \text{ или } \left|\frac{r_2}{h_1}\right| > 1. \end{cases}$$

После получения правила вычисления целевой функции задача синтеза механизма сводится к поиску значений аргументов целевой функции, при которых она достигает минимума (локального или глобального). При этом важным этапом является выбор начальных приближений для аргументов целевой функции, который в данном случае вполне нагляден, так как у целевой функции два аргумента — углы  $\beta_0$  и  $\gamma_0$  начальных положений входного и выходного звеньев, которые можно варьировать от 0 до  $360^\circ$ .

На основе вышеизложенного переходим к синтезу механизма.

## Алгоритм синтеза механизма

1. Разбиение диапазона изменения аргументов целевой функции на ряд отдельных значений, т. е. введение расчетной сетки, в узловых точках которой должна вычисляться целевая функция.
2. Расчет значений целевой функции в узловых точках сетки.
3. Построение карты линий уровня целевой функции (рис. 2).
4. Локализация начальных значений аргументов целевой функции на основании карты ее линий уровня.
5. Поиск минимума функции при выбранных начальных значениях аргументов.
6. Вычисление параметров механизма для точки найденного минимума целевой функции по формулам (10).
7. Определение размеров механизма по формулам (12).
8. Определение размера звена  $DE = h_4$  из формулы (1) при условиях  $\varphi = 0$  и  $\psi = 0$ .

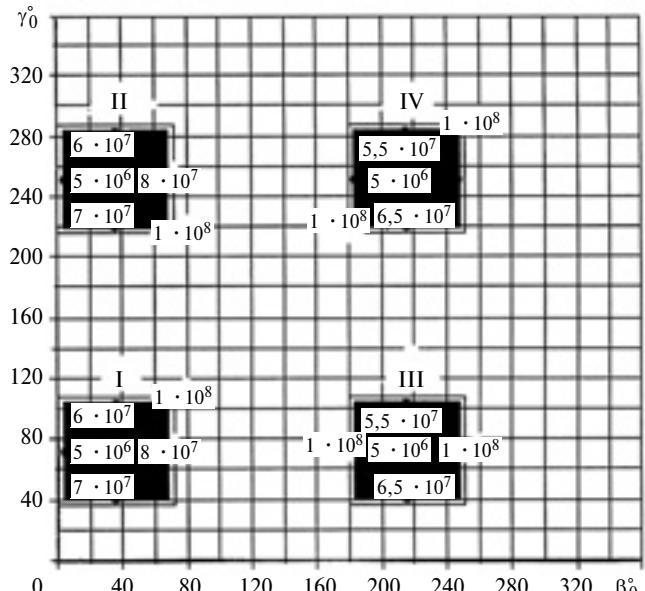


Рис. 2. Карта линий уровня целевой функции (I-IV — варианты синтеза механизма)

9. Определение значений воспроизведимой функции положения для расчетных положений входного звена путем численного решения дифференциального уравнения (6) при начальных условиях  $\beta = \beta_0$  и  $\gamma = \gamma_0$ .

10. Определение признака варианта сборки для расчетных положений и проверка отсутствия дефекта ветвления механизма [14]:

$$M = \text{sign}(-A_1 \cos(\psi_i + \gamma_0) + A_2 \cos(\psi_i + \gamma_0)).$$

11. Определение в расчетных положениях погрешности воспроизведения функции положения как разности ее заданного и рассчитанного по п. 9 значений.

12. Определение в расчетных положениях погрешности воспроизведения передаточной функции как разности ее заданного и рассчитанного по формуле (6) значений.

Отметим, что п. 9 приведенного алгоритма удобнее выполнить именно путем решения дифференциального уравнения (6) при известных начальных условиях, а не вычислением по уравнению (1), так как для использования уравнения (1) необходимо знать признак варианта сборки в расчетных положениях, который определяется знаком якобиана — определителя специальной матрицы [14] от функции (3), однако якобиан можно вычислить, когда уже известен истинный закон движения.

Для приведенного алгоритма разработана компьютерная программа вычислений в среде MathCAD.

### Пример синтеза механизма

Требуется воспроизвести следующую функцию положения (значения углов заданы в радианах) при  $[9] = 70^\circ$ :

$$\psi = \begin{cases} \frac{5\pi}{36} \left[ 1 - \cos\left(\frac{9\phi}{8}\right) \right] & \text{при } 0 \leq \phi \leq \frac{8\pi}{9}; \\ \frac{5\pi}{36} \left[ 1 + \cos\left(\frac{9(\phi - \frac{8\pi}{9})}{10}\right) \right] & \text{при } \frac{8\pi}{9} < \phi \leq 2\pi. \end{cases}$$

Передаточная функция — производная функции  $\psi$  по обобщенной координате  $\phi$  имеет вид:

$$\psi' = \begin{cases} \frac{5\pi}{32} \sin\left(\frac{9\phi}{8}\right) & \text{при } 0 \leq \phi \leq \frac{8\pi}{9}; \\ -\frac{\pi}{8} \sin\left(\frac{9(\phi - 160)}{10}\right) & \text{при } \frac{8\pi}{9} < \phi \leq 2\pi. \end{cases}$$

Таким образом, входное звено должно быть крикошипом, а выходное — коромыслом. Зададим чис-

ло расчетных положений механизма по углу  $\phi$  равным 361, расположив их равномерно от 0 до  $360^\circ$ .

Согласно п. 1 алгоритма синтеза механизма разбьем интервалы изменения аргументов  $\beta_0$  и  $\gamma_0$ , например, на 11 равноотстоящих значений (начальное значение — 0, конечное —  $360^\circ$ ). Для этих узловых значений аргументов рассчитаем значение целевой функции.

Используя графические возможности MathCAD, построим карту линий уровня целевой функции (см. рис. 2).

Анализ карты показывает, что есть четыре области существования механизма. Центры областей определяются координатами  $\beta_{0S}$  и  $\gamma_{0S}$ . Выберем эти координаты в качестве начальных значений аргументов целевой функции.

Результаты минимизации целевой функции для каждой области средствами MathCAD и расчета параметров механизма приведены в таблице.

Отрицательные значения размеров  $h_1$ ,  $l_{12}$ ,  $h_3$  означают, что соответствующие отрезки на схеме механизма (см. рис. 1) дополнительно развернуты на  $180^\circ$  относительно положений, задаваемых соответственно углами  $\beta_0$ ,  $\gamma_0$  и  $\alpha$ ;  $M$  — показатель сборки механизма, определяется на основании зависимостей, приведенных в работе [14].

Результаты расчета погрешностей воспроизведимой функции положения для варианта I (см. таблицу) синтеза механизма представлены на рис. 3. Максимальная погрешность  $\delta\psi_i = 0,0051687$  рад.

Результаты расчета погрешностей воспроизведимой передаточной функции представлены на рис. 4. Максимальная погрешность  $\delta\psi' = 0,02761 \text{ c}^{-1}$ .

Результаты синтеза механизма

Параметр	Вариант			
	I	II	III	IV
$\beta_{0S}$	35	35	215	215
$\gamma_{0S}$	70	250	70	250
$\beta_0^\circ$	44,40868540	44,40868418	224,40868396	224,40868404
$\gamma_0^\circ$	64,91622273	244,91622283	64,91622249	244,91622249
$h_1$	-0,22235128	-0,22235129	0,22235129	0,22235129
$\alpha^\circ$	150,37378229	1560,37378046	150,37378007	150,37378024
$l_{12}$	-1,70114589	-1,70114587	-1,70114586	-1,70114587
$h_3$	-0,62658423	0,62658424	-0,62658424	0,62658424
$l_{23}$	0,29197744	0,29197736	0,29197734	0,29197735
$h_4$	2,05686992	2,05686982	2,05686979	2,05686981
$\Sigma\Delta_i^2$	0,02376	0,02376	0,02376	0,02376
$\gamma_{\max}^\circ$	68,7	68,7	68,7	68,7
$\gamma_{\min}^\circ$	54,1	54,1	54,1	54,1
$M$	-1	+1	-1	+1

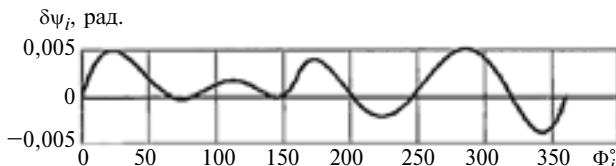


Рис. 3. График погрешности воспроизведимой функции положения

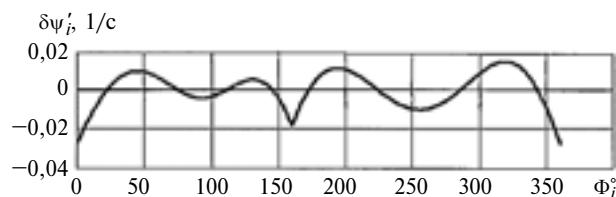
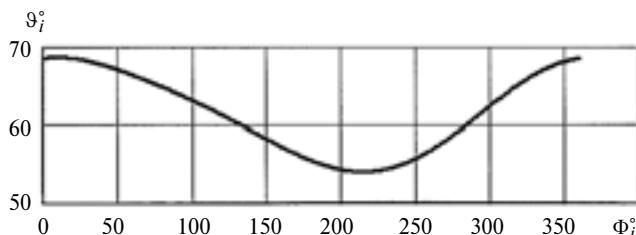


Рис. 4. График погрешности воспроизведимой передаточной функции



Результаты расчета угла давления для того же варианта представлены на рис. 5. Угол давления  $\Psi_i$  изменяется в процессе движения механизма от  $54,1^\circ$  до  $68,7^\circ$ .

Представленный оптимизационно-квадратический метод синтеза пространственного рычажного механизма типа ВВСС доведен до практического использования в инженерной практике и имеет следующие преимущества.

1. Два параметра механизма определяются решением оптимизационной задачи, шесть параметров — аналитически, причем пять из них — методом наименьших квадратов. Таким образом, метод позволяет сразу определить число возможных вариантов синтеза механизма и локализовать значения их параметров.

2. При построении уравнений синтеза учитывается как функция положения, так и передаточная функция механизма. При необходимости может быть учтена и вторая передаточная функция.

3. Решение уравнений синтеза проводится с учетом ограничения, накладываемого на угол давления в механизме.

4. Вариант сборки (при отсутствии дефекта ветвления) определяется для синтезированного механизма путем расчета признака сборки  $M$  во всех расчетных положениях. При этом показатель  $M$  во всех положениях должен иметь одно и то же значение.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Ализаде Р. И., Моэн Рао, Сандор Г. Н. Оптимальный синтез четырехзвенных и кривошипно-шатунных плоских и пространственных механизмов с использованием метода функций при ограничениях в форме неравенств и равенств // Конструирование и технология машиностроения. 1975. № 3. С. 17—23.
2. Лебедев П. А., Гарбарук В. В., Денисенко А. И. Синтез пространственного передаточного шарнирного четырехзвенного механизма по равномерному приближению // Механика машин. М.: Наука, 1976. Вып. 50. С. 22—30.
3. Пейсах Э. Е. Синтез рычажных механизмов на основе методов нелинейного программирования // Механика машин. М.: Наука, 1974. Вып. 44. С. 69—77.
4. Зиновьев В. А. Пространственные механизмы с низшими парами. Л.: Изд-во технико-теоретической литературы, 1952. 431 с.
5. Иванов К. С. Синтез механизмов методом приближения функций на основе превращения заданной функции в выражение отклонения // Механика машин. М.: Наука, 1982. Вып. 59. С. 30—38.
6. Левитский Н. И., Шахбазян К. Х. Синтез пространственных четырехзвенных механизмов с низшими парами // Тр. семинара по теории машин и механизмов. М.: Изд-во АН СССР, 1953. т. XIV. Вып. 54. С. 5—24.
7. Новодворский Е. П. Об одном способе синтеза механизмов // Тр. семинара по теории машин и механизмов. М.: Изд-во АН СССР, 1951. т. XI. Вып. 42. С. 5—51.
8. Осман М. О. М., Дуккипати Р. В. Синтез пространственных механизмов, воспроизводящих заданную функцию с оптимальной структурной ошибкой // Конструирование и технология машиностроения. 1977. № 1. С. 100—107.
9. Полухин В. П. Некоторые вопросы динамического синтеза пространственных механизмов // Анализ и синтез механизмов. М.: Машиностроение, 1969. С. 52—67.
10. Саркисян Ю. Л., Шахпаронян С. Ш. Машины методы аппроксимационного синтеза механизмов // Механика машин. М.: Наука, 1982. Вып. 59. С. 76—91.
11. Шахбазян К. Х. Синтез пространственных четырехзвенных механизмов по заданным значениям скоростей и ускорений // Механика машин. М.: Наука, 1967. Вып. 5. С. 20—25.
12. Цвияк П. Б. К вопросу об исследовании и проектировании пространственных механизмов первой группы с низшими парами графоаналитическим методом // Тр. семинара по теории машин и механизмов. М.: Изд-во АН СССР, 1956. т. XVI. Вып. 62. С. 26—42.
13. Механика машин: Учеб. пособие для вузов / И. И. Вульфсон, М. З. Коловский, Э. Е. Пейсах и др. Под. ред. Г. А. Смирнова. М.: Высшая школа, 1996. 511 с.
14. Пейсах Э. Е. Структура и кинематика пространственных рычажных механизмов. СПб.: С.-Петербургский гос. ун-т технологии и дизайна, 2004. 212 с.
15. Пейсах Э. Е. Оптимальное расположение узлов интерполяции при синтезе цикловых и нецикловых рычажных механизмов // Теория механизмов и машин. 2005. № 2 (6). С. 22—41.
16. Пейсах Э. Е. Критерии передачи движения для рычажных механизмов // Машиноведение. М.: АН СССР, 1986. № 1. С. 45—51.

С. В. ДОРОНИН, канд. техн. наук (СКТБ "Наука", Красноярский научный центр СО РАН),  
А. Н. РОГАЛЕВ, канд. физ.-мат. наук (Институт вычислительного моделирования СО РАН,  
Сибирский федеральный университет, г. Красноярск), e-mail: s.doronin@gmail.com

## Оценка вычислительной ошибки решения задачи о растяжении пластины с дуговым вырезом

Рассмотрены причины вычислительных ошибок при решении прикладных задач на прочность конструкции методом конечных элементов. Для задачи о растяжении пластины с дуговым вырезом получена оценка вычислительной ошибки.

**Ключевые слова:** вычислительная ошибка, сетка конечных элементов, задача Колосова-Инглиса.

The reasons of calculation errors at solving of applied problems on structural strength by finite element method are considered. The assessment of calculation error is obtained for tension problem of a plate with arc cutout.

**Keywords:** calculation error, mesh of finite elements, Kolosov-Inglis problem.

Для проектных расчетов напряженно-деформированного состояния (НДС) и прочности необходимо установить источники конструктивных, физико-технических и вычислительных неопределенностей [1]. Современные подходы к численным решениям задач по оценке НДС, основанные на математических методах дискретизации континуальных объектов с использованием пакетов программ и быстродействующей вычислительной техники, потенциально позволяют получить результаты высокой точности. Однако их достоверность зависит от проработанности математических аспектов численных решений. Так как строгие доказательства однозначности, сходимости и устойчивости решений получены для ограниченного числа расчетных схем, то для снижения уровня вычислительной неопределенности современными математическими методами требуется установить и исследовать связи вычислительной ошибки с особенностями конструктивных решений и применяемых расчетных схем.

Достоверная информация об НДС элементов конструкций с концентриаторами напряжений — необходимое условие обеспечения их прочности в течение всего жизненного цикла. Апробированные аналитические и численные решения известны для многих типовых геометрических особенностей конструкций, приводящих к концентрации напряжений [2, 3]. Однако потребности практики конструирования силовых конструкций технических объектов не всегда могут быть удовлетворены опубликованными решениями. В этом случае естественным выходом представляется исследование полей напряжений и деформаций в зонах конструктивных концентраторов непосредственно

в процессе инженерного проектирования с использованием алгоритмических и программных средств CAD/CAE-систем. При этом необходимо учитывать особенности НДС, а также получения и интерпретации результатов численных решений в зонах концентрации напряжений.

Эти особенности являются локальными — сосредоточенными в небольших областях, что подтверждается характерным видом функций Грина [4] и решениями многих задач математической физики, а также механическими эффектами (например, принципом Сен-Венана в теории упругости [4] и др.). В силу высоких градиентов характеристик НДС в зонах концентрации напряжений с позиций вычислительной математики задачи характеризуются значительными неоднородностями, проявляющимися на малых относительно размеров рассматриваемых областей пространствах. Численное решение таких задач методами нанесения сеток (преимущественно методом конечных элементов) требует введения специальных сеток для разрешения указанных особенностей. Знание областей, в которых присутствуют эти особенности, позволяет ввести сетку с характерным размером  $H > h$  ( $h$  — шаг сетки), узлы и линии которой лежат в участках относительной гладкости решения. Для построения моделей применяют либо аддитивные к решению сетки, сгущающиеся в окрестности изучаемой особенности, либо сетки с достаточно мелким шагом  $h$ , приводящие к большой размерности задачи. Первый вариант требует специальных алгоритмов, второй — предъявляет высокие требования к характеристикам вычислительной техники.

Потенциально большой интерес для решения задач с особенностями представляют технологии с использованием суперэлементов, построенных в соответствии со свойствами решаемой задачи [5, 6]. При этом сетка с характерным размером  $H$  заведомо не позволяет разрешить эти особенности при использовании обычных численных методов, однако число ее узлов достаточно мало. Необходимость исследования НДС сложных конструкций с геометрическими особенностями разных видов затрудняет использование суперэлементов в различных подобластях. Так как "несмотря на свой возраст, теоретически метод конечных суперэлементов исследован слабо" [5], то в настоящее время он не может быть рекомендован в качестве основной технологии получения численных решений

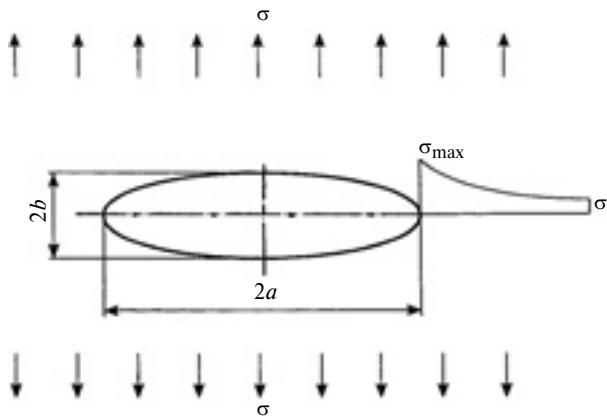


Рис. 1. Схема задачи Колосова-Инглиса

для сложных конструкций с геометрическими особенностями.

Таким образом, инженерная практика располагает преимущественно методами и технологиями численного анализа, предоставляемыми типовыми программами конечно-элементного моделирования. Поэтому оценка фактического уровня ошибок решения задач моделирования конструкций с геометрическими особенностями в рамках этих методов и технологий имеет большое практическое значение. В частности, актуальными представляются исследование серий задач моделирования конструкций с оценкой источников и величин возможных погрешностей и ошибок и разработка практических рекомендаций для решения задач по прочности конструкций. В качестве основной анализируемой величины принимается вычислительная ошибка, определяемая как модуль разности точного  $y$  и приближенного (численного)  $y_{\text{пр}}$  решения поставленной задачи:  $e = |y - y_{\text{пр}}|$ .

В данной работе рассмотрен вариант анализа вычислительной ошибки и интерпретации результатов для одной из задач. Для оценки уровня ошибок и достоверности решения выбрана задача, аналитическое решение которой получили Г. Колосов (в 1910 г.) и К. Инглис (в 1913 г.). Рассматривалось эллиптическое отверстие с полуосами  $a$  и  $b$  в бесконечной пластине, растягиваемой равномерным напряжением  $\sigma$  (рис. 1). Вследствие концентрации напряжений в области отверстия напряжения достигают максимального значения  $\sigma_{\text{max}}$ . Колосов и Инглис получили аналитическое выражение для коэффициента  $k_t$  концентрации напряжений в зависимости от отношения полуосей эллипса:

$$k_t = \sigma_{\text{max}}/\sigma = 1 + 2a/b.$$

Согласно выражению (1) для круглого отверстия в бесконечной пластине в условиях одноосного равномерного растяжения теоретический коэффициент концентрации напряжений составляет  $k_t = 3$ . Это значение приняли в качестве истинного

при сравнении с результатами численного моделирования.

Численное решение исследовали конечно-элементным моделированием в среде ANSYS (Customer Number 00500791). Расчетная схема характеризуется конечностью размера  $L$  пластины и граничными условиями симметрии (рис. 2). Размер  $L$  варьировали в диапазоне 50÷500 мм и исследовали в качестве одного из факторов, влияющих на погрешность результата. Радиус  $R$  дугового выреза принял равным 10 мм.

Конечно-элементная модель построена с использованием элементов PLANE82 с включенной опцией плоского напряженного состояния. Использована регулярная сетка конечных элементов в виде равносторонних треугольников со стороной  $h$ . Неравномерный шаг  $h$  сетки варьировался в диапазоне 0,1÷5 мм. При выборе нижней границы диапазона принимали во внимание размерность задачи и продолжительность ее решения, верхней — отсутствие визуально наблюдаемых искажений контура дугового выреза при построении сетки конечных элементов. Шаг  $h$  выбирали с учетом результатов, полученных на предыдущей итерации. Выбор шага  $h$  и диапазона его изменения обеспечил группировку массива результатов вокруг точного значения.

По результатам моделирования определяли расчетный коэффициент  $k_r$  концентрации напряжений. При рассматриваемых параметрах задачи значение  $k_r$  отличается от точного значения  $k_t$  на  $-5,4 \div 12 \%$ , что подтверждает необходимость исследования причин и условий формирования ошибок. Отклонения расчетного значения от точного  $\Delta = k_r - k_t$  в зависимости от шага  $h$  и размера  $L$  показаны на рис. 3. Установлены тенденции изменения отклонения  $\Delta = f(h, L)$ . Результаты, полученные при определенных значениях  $L$ , аппроксимированы уравнением прямой  $\Delta = Ah + B$  (таблица). Взятая по модулю величина отклонения  $e = |\Delta|$  рассматривается в качестве оценки вычислительной ошибки. Использование уравнения линейной рег-

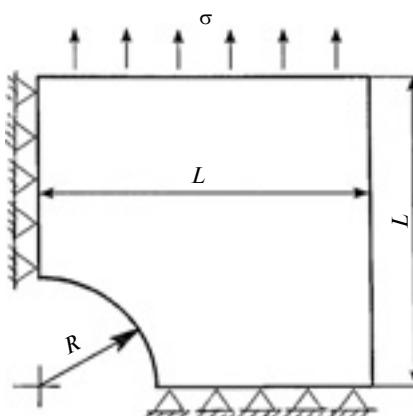


Рис. 2. Расчетная схема модельной задачи

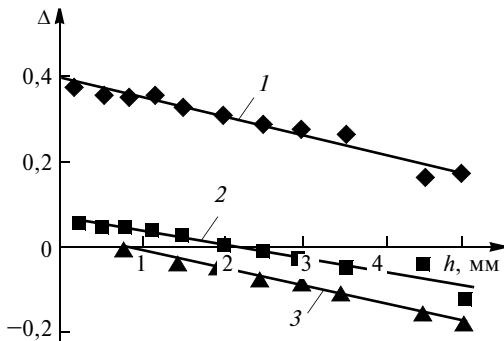


Рис. 3. Расчетные оценки зависимости  $\Delta$  от шага  $h$  сетки конечных элементов при  $L = 50$  (1); 125 (2); 500 мм (3)

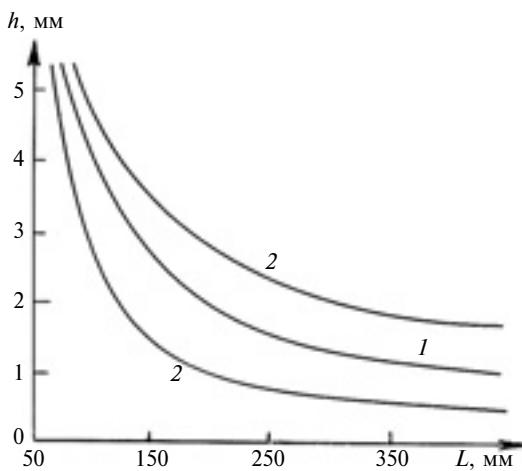


Рис. 4. Изолинии равных значений вычислительной ошибки

рессии и варьирование значения вычислительной ошибки позволяют построить семейства изолиний равных ошибок, формирующихся при различных значениях  $L$  и  $h$ . На рис. 4 показаны изолинии 1 ( $e = 0$ ) и 2 ( $e = 0,03$ ) равных ошибок. Значение  $e = 0,03$  соответствует расхождению с точным значением на 1 %.

Согласно работам [7, 8] выделим следующие компоненты вычислительной ошибки: погрешность аппроксимации, погрешность искажения, погрешность вычислительного алгоритма и погрешность округлений. В силу высоких градиентов напряжений в области концентраторов необходимо учитывать влияние всех этих компонент.

Для интерпретации полученных результатов рассмотрим возможные источники вычислительной ошибки. Первый источник обусловлен тем, что моделируется пластина конечных размеров, тогда как в задаче Колосова—Инглиса результат получен для бесконечной пластины. Конечность пластины приводит к возникновению краевых эффектов, заключающихся во взаимодействии и взаимовлиянии полей напряжений в области концентратора и в области действия растягивающих нагрузок. Очевидно, что при малых относительно диаметра дугового выреза размерах пластины краевые эффекты

значительны, но при увеличении этих размеров быстро ослабевают.

Второй источник ошибки связан с уровнем дискретизации модели. Крупная сетка конечных элементов приводит к ошибкам геометрического описания модели, в частности затрудняется моделирование контура дугового выреза. В то же время мелкая дискретизация приводит к увеличению размерности задачи, росту общего числа вычислительных операций и накоплению ошибок округления результатов вычислений.

Таким образом, при решении рассматриваемой задачи имеют место следующие особенности условий формирования вычислительной ошибки.

При увеличении размера  $L$  пластины:

а) уменьшаются краевые эффекты (зона приложения растягивающих нагрузок удаляется от дугового выреза и расчетная схема все более приближается к схеме бесконечной пластины, для которой и получен аналитический результат). Это приводит к уменьшению вычислительной ошибки;

б) растет размерность задачи, в связи с чем растет накопленная из-за округления при вычислениях ошибка.

При увеличении шага  $h$  сетки конечных элементов:

а) увеличиваются ошибки геометрического описания модели (контур выреза все более отличается от дуги окружности — все более выражено состоит из отрезков), что приводит к увеличению вычислительной ошибки;

б) растут ошибки дискретизации модели: напряжения усредняются по конечному элементу, а при крупных конечных элементах уменьшается чувствительность к максимальному напряжению в зоне концентрации, что приводит к увеличению ошибок;

в) снижается размерность задачи и, следовательно, накопленная вычислительная ошибка.

Взаимодействие перечисленных факторов приводит в некоторых случаях к ускоренному накоплению ошибок, в других — к их взаимной компенсации.

#### Коэффициенты уравнения зависимости $\Delta = Ah + B$

$L, \text{мм}$	$A$	$B$
50	-3,698E-2	37,856E-2
60	-2,870E-2	27,472E-2
70	-3,313E-2	20,210E-2
80	-3,445E-2	16,130E-2
90	-3,369E-2	13,288E-2
100	-3,277E-2	11,363E-2
125	-2,838E-2	8,805E-2
150	-3,488E-2	6,720E-2
175	-3,335E-2	6,065E-2
200	-2,831E-2	5,784E-2
300	-3,467E-2	3,938E-2
500	-3,411E-2	3,647E-2

Ю. Я. БЕТКОВСКИЙ, канд. техн. наук (ОАО "ГосМКБ "Радуга" им. А. Я. Березняка", г. Дубна),  
e-mail: betkovsky@yandex.ru

## Определение декрементов собственных колебаний при резонансных испытаниях конструкций

Предложены способы определения логарифмических декрементов (коэффициентов демпфирования) колебаний конструкций по экспериментальным амплитудным частотным характеристикам, мнимым и действительным составляющим частотных характеристик перемещений, скоростей и ускорений.

**Ключевые слова:** колебания, логарифмические декременты, коэффициенты демпфирования, резонанс, частотные характеристики.

The methods of determination of logarithmic decrements (damping coefficients) of vibration of structures basing on experimental amplitude frequency characteristics, imaginary and real components of frequency characteristics of displacements, velocities and accelerations, are suggested.

**Keywords:** vibrations, logarithmic decrements, damping coefficients, resonance, frequency characteristics.

Известные способы [1] экспериментального определения основных динамических характеристик конструкций, которыми, как правило, являются собственные частоты  $f$ , собственные (главные) фор-

мы и логарифмические декременты  $\delta$  колебаний (или относительные коэффициенты демпфирования  $\gamma = \delta/\pi$ ), основаны на допущении об их совпадении вблизи резонансов с соответствующими характеристиками одностепенных колебательных систем с частотами  $f_0$ , совпадающими с исследуемой собственной частотой сложной системы.

Базируясь на модели одномассовой системы, резонансные частоты можно определять как:

1) частоты  $f_\phi$  фазового резонанса, при которых фазы перемещений и ускорений равны  $\pm\pi/2$ , действительные частотные характеристики перемещений ( $R_y$ ) и ускорений ( $R_n$ ) и мнимые частотные характеристики скоростей ( $I_v$ ) равны нулю, амплитудная ( $v$ ) и действительная ( $R_v$ ) частотные характеристики скорости достигают максимального значения, т. е. классические собственные частоты  $f_\phi = f_0$  соответствующих консервативных систем;

2) частоты  $f_r$  амплитудного резонанса, при которых амплитуды перемещений ( $A$ ) и ускорений ( $n$ ) и мнимые частотные характеристики перемещений ( $I_y$ ) и ускорений ( $I_n$ ) достигают максимальных зна-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 24)

В результате серии вычислительных экспериментов установлено следующее. Вычислительная ошибка снижается как при увеличении размера  $L$  пластины, так и при уменьшении шага  $h$  сетки конечных элементов, однако это справедливо лишь при определенных соотношениях между этими параметрами, т. е. для заданного значения ошибки вычисления существует пара значений  $L$  и  $h$ , определяемая в соответствии с кривыми на рис. 4.

Обобщение результатов оценки вычислительной ошибки решения задачи о растяжении пластины с дуговым вырезом привело к следующим выводам.

1. На вычислительную ошибку при решении практических задач ряд факторов действует разнонаправленно. Взаимовлияние этих факторов формирует общую погрешность результата; их число и характер обусловливают специфику задач разных типов и требуют систематического изучения.

2. Точность результатов решения задач при проектировании конструкций и расчетах на прочность в рамках CAD/CAE-систем следует считать априори неопределенной до тех пор, пока каждое решение не будет сопровождаться исследованием и анализом источников и значений вычислительной ошибки.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Доронин С. В., Похабов Ю. П. Повышение достоверности оценок прочности конструкций технических объектов // Вестник машиностроения. 2013. № 6. С. 85–88.
2. Петерсон Р. Коэффициенты концентрации напряжений: графики и формулы для расчета конструктивных элементов на прочность. М.: Мир, 1977. 304 с.
3. Савин Г. Н., Тульчий В. И. Справочник по концентрации напряжений. Киев: Вища школа, 1976. 412 с.
4. Победря Б. Е. Численные методы в теории пластичности и упругости. М.: Изд-во МГУ, 1981. 343 с.
5. Галанин М. П., Савенков Е. Б. К обоснованию метода конечных суперэлементов // Журнал вычислительной математики и математической физики. 2003. Т. 43. № 5. С. 713–729.
6. Мазур Г. Э. Конечные элементы для решения задач о концентрации напряжений в статической и динамической постановке: Дис. ... д-ра техн. наук. М.: МГУПС, 2000. 227 с.
7. Михлин С. Г. О погрешностях вычислительных процессов, I // Изв. вузов. Математика. 1981. № 7. С. 62–71.
8. Михлин С. Г. Численная реализация вариационных методов. М.: Наука, 1966. 432 с.

чений, т. е. частоты собственных колебаний реальных систем.

Частоты  $f_r$  амплитудных резонансов сдвинуты относительно собственных (фазовых) частот  $f_\phi = f_0$  в сторону уменьшения при их определении по амплитудным и мнимым частотным характеристикам перемещений и в сторону увеличения при их определении по амплитудным и мнимым частотным характеристикам ускорений.

### Определение логарифмических декрементов по амплитудным резонансам

Логарифмический декремент принято определять по ширине  $\Delta f$  резонанса в районе частоты  $f_r$ :

$$\delta = \pi \Delta f / f_r. \quad (1)$$

Здесь под шириной резонанса понимается разность частот  $f_2$  и  $f_1$ , при которых или амплитуды перемещений, скоростей, ускорений равны максимальным значениям, деленным на  $\sqrt{2}$ , или мнимые частотные характеристики перемещений и ускорений и действительные частотные характеристики скоростей равны половине их максимальных значений.

Формула (1) позволяет с высокой точностью определять логарифмические декременты слабо демпфированных конструкций с достаточно разнесенными по частоте  $f_r$  резонансами. Однако однотиповая модель колебаний вблизи резонанса допускает и другое определение декрементов и анализа на их основе колебательных систем. Рассмотрим мнимую частотную характеристику ускорений (в долях от ускорения  $g$  свободного падения) груза массой  $m$ , колеблющегося на пружине под действием силы  $F e^{i\omega t}$ :

$$I_n(u) = \frac{F}{mg} \frac{\gamma u^3}{(1-u^2)^2 + (\gamma u)^2} = -\frac{\omega_0^2}{g} u^2 I_y(u),$$

$$\text{где } u = \frac{\omega}{\omega_0} = \frac{2\pi f}{2\pi f_0} = f/f_0.$$

При резонансе  $u \approx 1$  и  $I_n = I_{n \max} = \frac{F}{mg\gamma}$ . Из от-

$$\text{ношения } i(u) = \frac{I_n(u)}{I_{n \max}} = \frac{\gamma^2 u^3}{(1-u^2)^2 - (\gamma u)^2} = \frac{1}{a}, \text{ где}$$

$a > 1$  — степень спада — произвольная постоянная, характеризующая уменьшение измеряемой величины, следует:

$$\gamma(a) = \frac{|1 - u^2(a)|}{u \sqrt{|au(a) - 1|}}. \quad (2)$$

Аналогичные формулы для односторонних коэффициентов демпфирования в зависимости от

степени  $a$  одностороннего спада легко получить и для других составляющих комплексных частотных характеристик:

для мнимой частотной характеристики перемещения:

$$\gamma(a) = \frac{|1 - u^2(a)|}{\sqrt{|au(a) - u^2(a)|}}, \quad (3)$$

$$\text{где } a = I_y \max / I_y(u);$$

для действительной частотной характеристики скорости:

$$\gamma(a) = \frac{|1 - u^2(a)|}{u(a) \sqrt{a - 1}}, \quad (4)$$

$$\text{где } a = R_v \max / R_v(u);$$

для амплитудной частотной характеристики перемещений:

$$\gamma(a) = \frac{|1 - u^2(a)|}{\sqrt{|a^2 - u^2(a)|}}, \quad (5)$$

$$\text{где } a = A_{\max} / A(u);$$

для амплитудной частотной характеристики скорости:

$$\gamma(a) = \frac{|1 - u^2(a)|}{u \sqrt{a^2 - 1}}, \quad (6)$$

$$\text{где } a = v_{\max} / v(u);$$

для амплитудной частотной характеристики ускорений:

$$\gamma(a) = \frac{|1 - u^2(a)|}{u \sqrt{|a^2 u^2 - 1|}}, \quad (7)$$

$$\text{где } a = n_{\max} / n(u).$$

Способ определения односторонних коэффициентов демпфирования по формуле (5) предложен В. В. Чернышевым и В. М. Чернышевым [2].

Очевидно, что каждому значению  $a$  в формулах (2)–(7) соответствуют две точки на резонансной кривой, находящиеся на одной высоте в дорезонансной ( $u_1 < 1$ ) и в после резонансной ( $u_2 > 1$ ) частотных зонах. Им соответствуют односторонние дорезонансные ( $\gamma_1$ ) и послерезонансные ( $\gamma_2$ ) коэффициенты демпфирования.

Рассмотрим подробнее зависимость (2). Для коэффициентов демпфирования при произвольном значении  $a$  имеем:

$$\left. \begin{aligned} \gamma_1(a) &= \frac{1 - u_1^2(a)}{u_1(a) \sqrt{|au_1(a) - 1|}}; \\ \gamma_2(a) &= \frac{u_2^2(a) - 1}{u_2(a) \sqrt{|au_2(a) - 1|}}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Наиболее интересной является область вблизи точки резонанса. Приняв  $u_1 = 1 - \Delta u$ ,  $u_2 = 1 + \Delta u$ , где  $\Delta u \ll 1$  и  $\Delta u \ll 1$ , разложив в ряд выражения (8) и ограничившись линейными членами ряда, получим упрощенные формулы для односторонних коэффициентов демпфирования в дорезонансных ( $\gamma_1$ ) и послерезонансных ( $\gamma_2$ ) частотных зонах при любой степени  $a$  спада:

$$\gamma_{1,2}(a) = \frac{\Delta u_{1,2}(a)}{\sqrt{a-1}}. \quad (9)$$

Величина  $\Delta u_1(a) + \Delta u_2(a) = \Delta u(a)$  — ширина резонанса при двустороннем спаде (разность частот двух точек, находящихся на резонансной кривой на одинаковой высоте, соответствующей степени  $a$  спада). Принимая при степени  $a$  спада за коэффициент демпфирования  $\gamma(a)$  среднее значение соответствующих односторонних коэффициентов, получим формулу для определения коэффициента демпфирования по ширине резонансной кривой при любой степени спада:

$$\gamma(a) = \frac{\gamma_1(a) + \gamma_2(a)}{2} = \frac{\Delta u(a)}{\sqrt{a-1}}. \quad (10)$$

В частности, при  $a = 2$  получим общепринятую формулу (1).

Аналогичные преобразования формул (3) и (4) приводят к формулам (9) и (10), которые, следовательно, применимы для определения коэффициентов демпфирования и односторонних коэффициентов демпфирования по мнимым частотным характеристикам перемещений и ускорений и по действительным частотным характеристикам скорости.

Для определения коэффициентов демпфирования и односторонних коэффициентов демпфирования по амплитудным частотным характеристикам применимы формулы:

$$\gamma_{1,2}(a) = \frac{\Delta u_{1,2}(a)}{\sqrt{a^2-1}}; \quad (11)$$

$$\gamma(a) = \frac{\Delta u(a)}{\sqrt{a^2-1}}, \quad (12)$$

полученные линеаризацией выражений (3)–(5).

При  $a = \sqrt{2}$  формула (12) переходит в общепринятую формулу (1).

Применительно к амплитудным частотным характеристикам перемещений формула (12) представлена в работе [3], другой частный вид формулы (12) при  $a = 2$  приведен в работе [4]:

$$\delta(2) = \frac{\pi}{\sqrt{3}} \frac{\Delta f(2)}{f_r}.$$

Для односторонних линейных систем при определении декремента по формулам (1)–(12) величина  $a$  не имеет значения, поскольку  $\delta(a) = \text{const}$ , однако наличие в конструкциях достаточно близких между собой собственных частот и нелинейностей увеличивает ширину  $\Delta f$  резонанса, что приводит к завышенным значениям декрементов при их определении по формуле (1).

В реальных системах посторонние резонансы влияют на резонансные кривые в разной степени в зависимости от близости к резонансной частоте "посторонних" тонов с той или другой стороны от точки резонанса. Применение односторонних коэффициентов демпфирования при анализе конструкции позволит оценить близость "посторонних" тонов и их влияние на коэффициент демпфирования в окрестности исследуемого тона колебаний.

Если под равнointенсивными колебаниями понимать колебания с равными амплитудами соответствующих кинематических параметров или их мнимых (для скоростей — действительных) частотных характеристик, то определение коэффициентов демпфирования по формулам (1), (10) и (12) можно назвать способом определения коэффициентов демпфирования по ширине резонанса равнointенсивных колебаний.

Логарифмические декременты (коэффициенты демпфирования) можно вычислить также методом симметричнойстройки резонанса. В формулах (2)–(4) принимаем  $u_{1,2} = 1 \mp \Delta u$ ; разложим полученные выражения по степеням  $\Delta u$ , ограничиваясь линейными членами ряда. Получим формулу для определения логарифмических декрементов по мнимым частотным характеристикам перемещений и ускорений и действительным частотным характеристикам скоростей:

$$\begin{aligned} \gamma(\Delta u) &= \frac{\gamma(1 - \Delta u) + \gamma(1 + \Delta u)}{2} = \\ &= \Delta u \left( \frac{1}{\sqrt{a_1 - 1}} + \frac{1}{\sqrt{a_2 - 1}} \right), \end{aligned} \quad (13)$$

где  $a_1 = a(f_r - \Delta f)$ ;  $a_2 = a(f_r + \Delta f)$ ;  $\Delta f = |f - f_r|$ .

Выполнив ту же процедуру линеаризации формул (5)–(7), получим формулу для определения логарифмических декрементов по амплитудным частотным характеристикам перемещений, скоростей и ускорений:

$$\begin{aligned} \delta(\Delta u) &= \frac{\delta(1 - \Delta u) + \delta(1 + \Delta u)}{2} \approx \\ &\approx \pi \Delta u \left[ \frac{1}{\sqrt{a_1^2 - 1}} + \frac{1}{\sqrt{a_2^2 - 1}} \right] = \\ &= \pi \frac{\Delta f}{f_r} \left[ \frac{1}{\sqrt{a_1^2 - 1}} + \frac{1}{\sqrt{a_2^2 - 1}} \right]. \end{aligned} \quad (14)$$

Если при испытаниях реальных конструкций (распределенных систем) колебания измерять в точке приложения возбуждающей силы  $F e^{i\omega t}$ , то, определив по любой из формул (1)–(14) декременты колебаний, можно, используя соответствующие частотные характеристики, определить и массу груза, которая в этом случае будет обобщенной массой конструкции с собственными колебаниями исследуемого тона, приведенной к точке возбуждения.

Например, из выражения  $i(u) = \frac{I_n(u)}{I_{n \max}} = \frac{1}{a}$  для мнимой частотной характеристики ускорений получим:  $I_y(a) = \frac{I_{\max}}{a} = \frac{F}{m g \gamma(a)}$  и  $m = \frac{F}{g \gamma(a)}$ .

Аналогично можно получить формулы обобщенных масс для других частотных характеристик.

### Определение логарифмических декрементов по фазовым резонансам

Действительные частотные характеристики перемещений и ускорений позволяют определять логарифмические декременты колебаний несколькиими способами через соотношение частот, соответствующих экстремальным точкам действительных частотных характеристик. Обозначив через  $u_{\min}$  и  $u_{\max}$  относительные частоты первого и второго экстремумов характеристик, рассмотрим это на примере действительной частотной характеристики перемещений.

Из равенства  $u_{\max}^2 - u_{\min}^2 = (1 + \gamma) - (1 - \gamma) = 2\gamma$  получим формулу

$$\delta_R = \pi \frac{f_{\max}^2 - f_{\min}^2}{2f_0^2}. \quad (15)$$

В предположении, что  $(f_{\max} + f_{\min})/2 = f_{\phi} = f_0$ , формула (15) преобразуется к виду общепринятой формулы (1):  $\delta_R = \pi \frac{\Delta f_R}{f_{\phi}}$ , где под  $\Delta f_R$  понимается ширина полосы, определяемая как расстояние по частоте между двумя экстремальными точками действительной частотной характеристики. Ширина  $\Delta f_R$  полосы отличается от ширины  $\Delta f$  полосы, определяемой по мнимой частотной характеристике  $\Delta f(a = 2)$ , на величину второго порядка малости.

Из выражений  $u_{\min}^2 = 1 - \gamma$  и  $u_{\max}^2 = 1 + \gamma$  для односторонних декрементов имеем:

$$\delta_{r-0} = \pi \left[ 1 - \left( \frac{f_{\min}}{f_{\phi}} \right)^2 \right] \text{ при } f_{\min} < f_{\phi}; \quad (16)$$

$$\delta_{r+0} = \pi \left[ \left( \frac{f_{\min}}{f_{\phi}} \right)^2 - 1 \right] \text{ при } f_{\max} > f_{\phi}. \quad (17)$$

Определение логарифмических декрементов при  $f_{\min} < f_{\phi}$ , основанное на формуле (16), защищено авторским свидетельством [5].

Через экстремальные значения действительных частотных характеристик, снятых в точке возбуждения, можно определить обобщенные массы испытуемых конструкций, приведенные к точке возбуждения. Так, для действительной частотной характеристики перемещений имеем:

$$\begin{aligned} R_{y_{\max}} + R_{y_{\min}} &= \frac{F}{m \omega_0^2} \left( \frac{1}{2-\gamma} - \frac{1}{2+\gamma} \right) = \\ &= \frac{F}{m \omega_0^2} \frac{2\gamma}{4-\gamma^2} \approx \frac{F}{2m \omega_0^2}, \\ \text{откуда } m &= \frac{F}{2\omega_0^2(R_{y_{\max}} + R_{y_{\min}})}. \end{aligned}$$

Анализ действительной частотной характеристики ускорений приводит к формулам:

$$\begin{aligned} \delta_R &= \pi \frac{f_{\max}^2 - f_{\min}^2}{2f_0^2} \approx \pi \frac{\Delta f_R}{f_0}; \\ \delta_{r+0} &= \pi \left[ 1 - \left( \frac{f_0}{f_{\max}} \right)^2 \right] \text{ при } f_{\min} < f_{\phi}; \\ \delta_{r-0} &= \pi \left[ \left( \frac{f_0}{f_{\max}} \right)^2 - 1 \right] \text{ при } f_{\max} > f_{\phi}, \end{aligned}$$

$$m = \frac{F}{2g(R_{n \max} - R_{n \min})}.$$

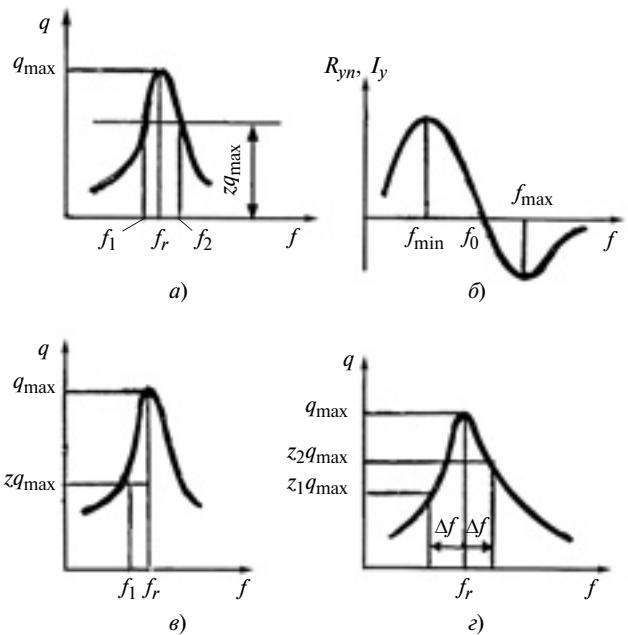


Рис. 1. Зависимости измеряемых величин  $q$ ,  $R_{y_n}$ ,  $I_y$  от частоты  $f$  колебаний

Таким образом, одномассовая модель позволяет несколькими способами определять коэффициенты демпфирования (логарифмические декременты колебаний), основанными на результатах резонансных (частотных) испытаний реальных конструкций:

по одностороннему спаду резонанса для определения односторонних коэффициентов демпфирования [формулы (2)–(7), (9) и (11) при  $a \rightarrow 1$ ];

по ширине резонанса равноинтенсивных колебаний — на уровне равного двустороннего спада [формулы (1), (10), (12) при  $a \rightarrow 1$ ];

по ширине симметричной растройки резонанса [формулы (13) и (14) при  $\Delta f = |f - f_r| \rightarrow 1$ ];

по ширине фазового резонанса — разности экстремальных частот действительных частотных характеристик перемещения и ускорения [формула (15)];

по разности экстремальных частот и фазовых резонансных частот действительных частотных характеристик перемещения и ускорения — для односторонних декрементов [формулы (16) и (17)].

Формулы для расчетов логарифмических декрементов сведены в табл. 1. Зависимости измеряемых величин  $q$ ,  $R_{yn}$  и  $I_y$  от частоты  $f$  колебаний приведены на рис. 1,  $a$ — $g$ .

Для примера использования полученных формул выполнены расчеты по материалам частотных

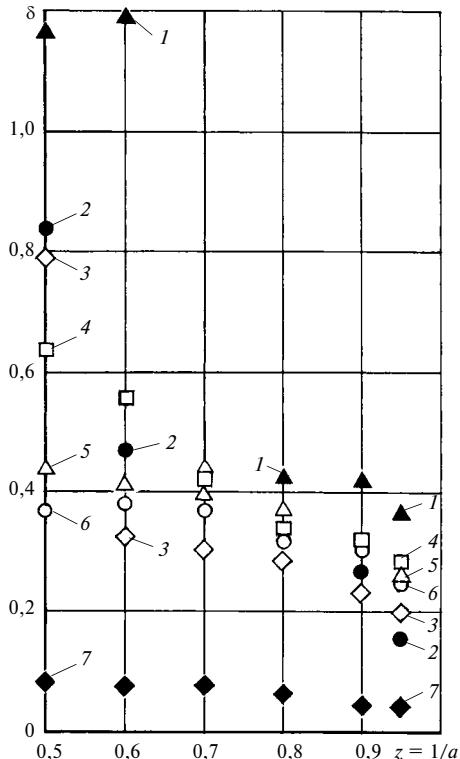


Рис. 2. Логарифмические декременты, полученные по ширине резонанса равноинтенсивных колебаний при  $z = 1/a$ :

1 — колебания стабилизатора первого тона; 2 и 5 — продольные колебания двигателя с изгибом корпуса при возбуждении с корпуса и с носовой части; 3 — ВИК 2 по носовой части; 4 — изгиб носовой части корпуса; 6 — ВИК 2 по хвостовой части; 7 — ВИК 1

Таблица 1

Формулы для вычисления логарифмических декрементов

Декремент; способ вычислений	Амплитудные частотные характеристики			Мнимые частотные характеристики			Действительные частотные характеристики			
	$A$	$n$	$v$	$I_y$	$I_n$	$I_v$	$R_y$	$R_n$	$R_v$	
$\delta(a)$ ; по ширине резонанса равноинтенсивных колебаний	$\frac{\pi}{\sqrt{a^2 - 1}} \frac{\Delta f(a)}{f_r}$ Зависимость $q(f)$ — см. рис. 1, $a$			$\frac{\pi}{\sqrt{a-1}} \frac{\Delta f(a)}{f_r}$			—			
$\delta, \delta_r$ ; по общепринятой ширине резонанса	$\Delta f_r = f_2(a) - f_1(a); \delta = \pi \Delta f / f_r$ при $a = \sqrt{2}$			при $a = 2$			$\delta_r \approx \pi \frac{\Delta f}{f_r}; \Delta f = f_{\max} - f_{\min}$ Зависимости $R_{yn}(f)$ , $I_y(f)$ — см. рис. 1, $b$			
$\delta(a), \delta_{r-0}, \delta_{r+0}$ ; одностороннего спада для определения односторонних декрементов	$\frac{\pi  1-u^2 }{\sqrt{ a^2-u^2 }}$	$\frac{\pi  1-u^2 }{u\sqrt{ au^2-1 }}$	$\frac{\pi  1-u^2 }{u\sqrt{a^2-1}}$	$\frac{\pi  1-u^2 }{\sqrt{ au-u^2 }}$	$\frac{\pi  1-u^2 }{u\sqrt{ 1-au }}$	$\delta_{r-0} = \pi \left[ 1 - \left( \frac{f_{\min}}{f_0} \right)^2 \right]; \delta_{r+0} = \pi \left[ \left( \frac{f_{\max}}{f_0} \right)^2 - 1 \right]$	$\delta_{r-0} = \pi \left[ \left( \frac{f_0}{f_{\min}} \right)^2 - 1 \right]; \delta_{r+0} = \pi \left[ 1 - \left( \frac{f_0}{f_{\max}} \right)^2 \right]$	$\frac{\pi  1-u^2 }{u\sqrt{a-1}}$		
$\delta(\Delta f)$ ; по ширине симметричной растройки резонанса	$\frac{\pi \Delta f}{f_r} \left[ \frac{1}{\sqrt{a_1^2-1}} + \frac{1}{\sqrt{a_2^2-1}} \right]$ $\Delta f =  f - f_r $ . Зависимость $q(f)$ — см. рис. 1, $e$			$\frac{\pi \Delta f}{f_r} \left[ \frac{1}{\sqrt{a_1-1}} + \frac{1}{\sqrt{a_2-1}} \right]$			—			

Примечание:  $q$ ,  $R_{yn}$ ,  $I_y$  — измеряемые величины;  $a = 1/z$ ;  $u = f/f_r$ ;  $a_{1,2} = a(f \mp \Delta f)$ .

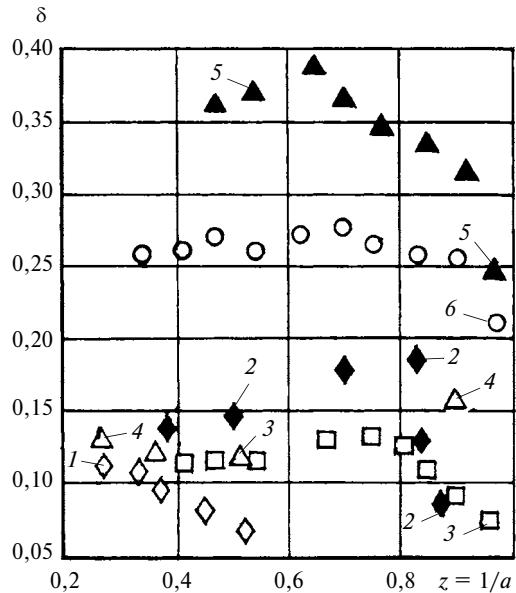


Рис. 3. Логарифмические декременты ВИК 1 ( $f_r = 20,7$  Гц) и ВИК 2 ( $f_r = 59,8$  Гц) при  $z = 1/a$ :

1 и 2 — односторонние дорезонансные и послерезонансные декременты ВИК 1; 3 и 6 — декременты соответственно ВИК 1 и ВИК 2 по ширине резонанса равнотенсивных колебаний; 4 и 5 — односторонние дорезонансные и послерезонансные декременты ВИК 2

испытаний двух реальных летательных аппаратов (ЛА-1 и ЛА-2) самолетного типа с подвесными двигателями под фюзеляжем. Испытания проводили, используя систему PRODERA. Колебания возбуждали электродинамическими вибраторами

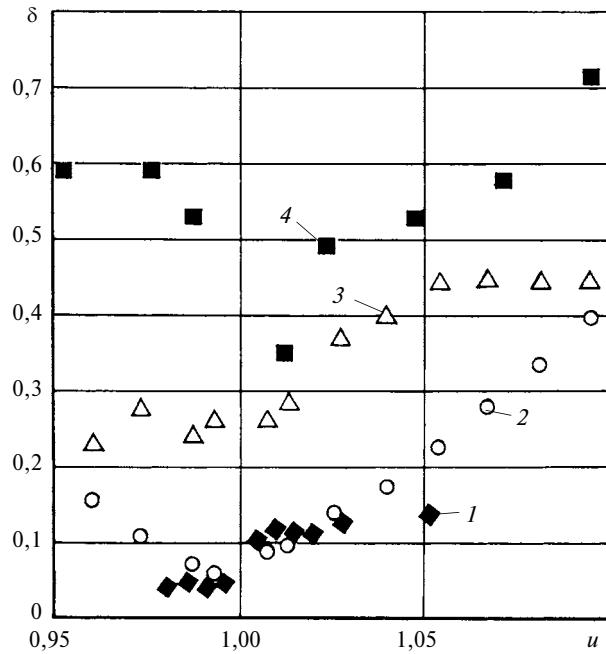


Рис. 4. Односторонние логарифмические декременты летательного аппарата в зависимости от относительной частоты  $u = f/f_r$ :  
1 — ВИК 1,  $f_r = 21,4$  Гц; 2 и 3 — ВИК 2,  $f_r = 74,4$  Гц соответственно по носовой и по хвостовой части корпуса ЛА; 4 — стабилизатор 1  $f_r = 41,6$  Гц

20IE20/C. Измеряли колебания акселерометрами АС-565/1. Первичную информацию получали в виде действительной  $[R_n(f)]$  и мнимой  $[I_n(f)]$  составляющих частотной характеристики виброускорений  $n(f)$  в функции частоты  $f$  сигналов акселерометров

Таблица 2

Логарифмические декременты колебаний летательных аппаратов

Способ вычисления или формула	ЛА-1							ЛА-2	
	VIK 1, $f_r = 21,4$ Гц	Продольные колебания двигателя, $f_r = 35,7$ Гц		Носовая часть корпуса, $f_r = 59,2$ Гц	VIK 2		Стабилизатор $f_r = 41,6$ Гц	VIK 1 $f_r = 20,7$ Гц	VIK 2 $f_r = 59,8$ Гц
		возбуждение с корпуса	возбуждение с 36М		по носовой части $f_r = 74,7$ Гц	по хвостовой части $f_r = 74,1$ Гц			
По ширине резонанса равнотенсивных колебаний: $a = 2$ $a = 1/z \rightarrow 1$	0,08 0,04	0,84 0,18	0,44 0,22	0,64 0,24	0,79 0,18	0,37 0,20	1,17 0,40	0,11 0,06	0,25 0,20
Одностороннего спада для определения односторонних декрементов при $a = 1/z \rightarrow 1$ : $u < 1$ $u > 1$	0,05 0,08	— —	— —	— —	0,04 0,08	0,24 0,20	0,45 0,30	0,09 0,04	0,17 0,22
По ширине симметричной расточки резонанса	0,07	—	—	—	0,06	0,22	0,35	0,11	0,24
$\delta_R = \pi \frac{f_{\max} - f_{\min}}{f_0}$	0,06	0,28	0,26	0,18	0,21	0,60	0,36	0,06÷0,09	0,22
$\delta_{r-0} = \pi[(f_0/f_{\min})^2 - 1]$	0,06	0,38	0,14	0,29	0,20	0,20	0,54	0,04	0,09
$\delta_{r+0} = \pi[1 - (f_0/f_{\max})^2]$	0,06	0,20	0,26	0,10	0,22	0,75	0,27	0,08÷0,14	0,36

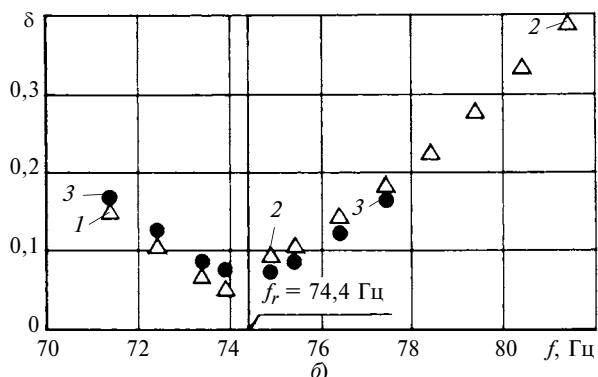
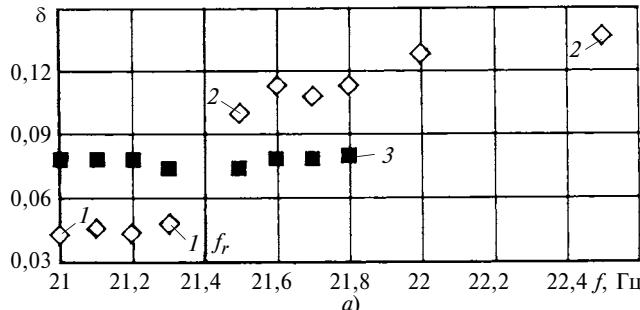


Рис. 5. Дорезонансные (1) и послерезонансные (2) односторонние логарифмические декременты ВИК 1 (рис. 5, а) и ВИК 2 (рис. 5, б) и декременты, определенные по ширине симметричной растройки резонанса (3)

рометров. Логарифмические декременты по приведенным формулам определены для следующих форм колебаний: вертикальных изгибов корпуса первого (ВИК 1) и второго (ВИК 2) тонов; совместных вертикальных изгибных колебаний корпуса и продольных колебаний двигателя; вертикальных изгибных колебаний носовой части корпуса; колебаний стабилизатора первого тона в составе летательного аппарата. Результаты расчетов приведены на рис. 2—5 и в табл. 2.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- Мякишев Г. Н., Рабинович Б. И. Динамика тонкостенных конструкций с отсеками, содержащими жидкость. Москва: Машиностроение, 1971. 564 с.
- Пат. 2086943 Рос. Федерации. Способ определения логарифмического декремента колебаний.
- Смыслов В. И. Об экспериментальных способах исследования колебаний летательных аппаратов // Тр. ЦАГИ. Вып. 1217. М.: Издательский отдел ЦАГИ, 1970. С. 10—12.
- Криштал М. А., Пигузов Ю. В., Головин С. А. Внутреннее трение в металлах и сплавах. М.: Металлургия, 1964. С. 44.
- А. с. 1206713 СССР: МКИ<sup>4</sup> G01, R3/00. Способ определения относительных коэффициентов демпфирования механических колебательных систем.

УДК 631.3.02:631.31.5

Д. Ю. ДРУЧИНИН, канд. техн. наук, О. Р. ДОРНЯК, М. В. ДРАПАЛЮК, доктора технических наук (Воронежская государственная лесотехническая академия), mail: druchinin.denis@rambler.ru

## Определение оптимальных конструктивных параметров рабочего органа выкопочной машины

На основе результатов исследований процесса выкопки крупных саженцев с комом почвы с использованием полей отклика определяющих факторов и факторных пространств оптимизации определены рациональные параметры рабочего органа выкопочной машины.

**Ключевые слова:** выкопочная машина, саженец, рабочий орган, определяющий фактор, поле отклика, параметр, оптимизация.

On the base of research results of lifting process of large plants with ground ball using response fields of pacing factors and optimization factor spaces, the rational parameters of working element of a plant lifter are determined.

**Keywords:** plant lifter, plant, working element, pacing factor, response field, parameter, optimization.

В лесокультурном производстве при лесовосстановительных работах и озеленении территорий часто используют крупные

саженцы (лиственные и хвойные деревья в возрасте от 3 до 15 лет), которые пересаживаются с комом почвы [1—3]. Для механизма

ции процесса выкопки и пересадки крупномерных саженцев с комом почвы учеными Воронежской государственной лесотехнической академии разработан специальный агрегат — выкопочная машина (рис. 1, см. обложку), в конструкцию которой входят: два гидроцилиндра 1, рама 2, навеска к трактору 3. Рабочий орган состоит из двух вертикальных стоек 4, режущих элементов (ножей) 5 и полуковша 6. Рабочий орган и вертикальные стойки образуют двуплечий рычаг, поворачиваемый гидроцилиндрами [3, 4].

Работает выкопочная машина следующим образом. Трактор с навешенной машиной в поднятом положении двигается в направлении выкапываемого саженца, рабочий орган находится в исходном положении. При упоре

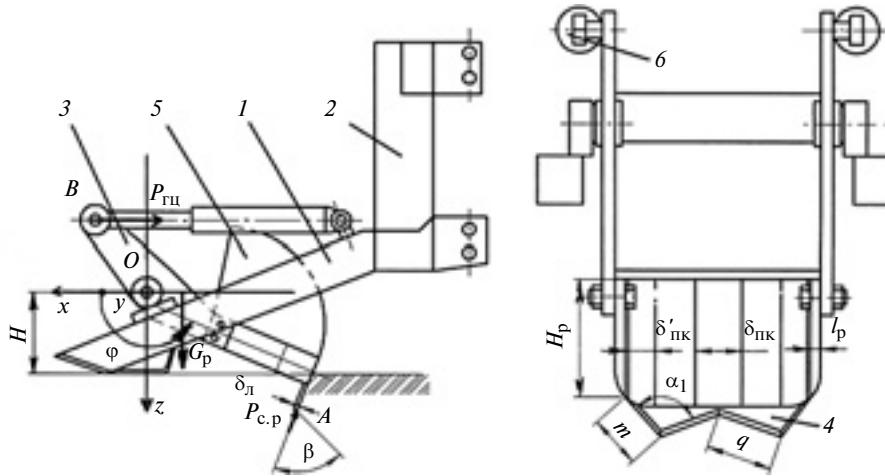


Рис. 2

ограничителя в ствол дерева оператор останавливает трактор, машину с помощью навесной системы опускает до полного соприкосновения опор с почвой, при этом рабочий орган частично входит в почву.

Далее оператор с помощью рукояти распределителя устанавливает в нейтральное положение гидроцилиндр управления навеской и включает гидроцилиндры машины. С подачей рабочей жидкости в гидроцилиндры рабочий орган поворачивается, описывая полуокружность и вырезая корневую систему саженца вместе с комом почвы. Выполненный по переменному уменьшающемуся радиусу полуловушка при повороте приподнимает ком почвы с саженцем, облегчая тем самым его отделение от почвенного монолита, и слегка уплотняет его для лучшего формирования кома. При подъеме навески ком полностью отрывается от поверхности почвы. Вырезанный саженец с комом почвы можно транспортировать к месту посадки.

Исследования были направлены на определение оптимальных конструктивных параметров рабочего органа выкопочной машины. Для этого была разработана математическая модель взаимодействия рабочего органа вы-

копочной машины с почвой и корнями саженцев [5–7].

Все исследуемые параметры процесса можно разделить на группы (рис. 2):

1) параметры рабочего органа выкопочной машины: начальный угол  $\varphi_0$  входления в почву; момент  $I_y$  инерции рабочего органа относительно оси  $y$ ; расстояние  $H$  от оси вращения рабочего органа до поверхности почвы; толщина  $l$  вертикальных стоек; высота  $H_p$  профиля; толщина  $\delta$  боковых стенок полуловушки; угол  $\alpha$  бокового сектора полуловушки; ширина  $\delta_{pk}$  центральной полосы полуловушки; ширина  $\delta'_{pk}$  боковых полос полуловушки; длина  $L_{pk}$  дуги боковых стенок полуловушки; ширина  $S_{pk}$  полуловушки; толщина  $\delta_l$  лезвия ножей рабочего органа; параметры лезвия  $m$  и  $q$ ; углы  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  при вершине лезвия; угол  $\beta$  заточки лезвия ножей;

2) параметры корней саженцев: число корней в зонах  $A$ ,  $B$  и  $C$ ; средний диаметр  $d$  корней в зонах  $A$ ,  $B$  и  $C$ ; удельное сопротивление  $\sigma_{p,k}$  резанию корня;

3) параметры почвы: удельное сопротивление  $\sigma_p$  движению пулансона в грунте; удельное сопротивление  $\sigma_{pk}$  движению полуловушки; удельное сопротивление  $\sigma_{p,g}$  резанию грунта лезвиями; плотность  $\rho$  почвы; коэффициент  $f$  трения стали о грунт;

4) технологический параметр — давление  $p_{gc}$  в гидроцилиндрах выкопочной машины.

Теоретически определено влияние отдельных ( $X_i$ ) конструктивных параметров рабочего органа выкопочной машины на силовые характеристики процесса выкопки, в частности, получены их графики:  $y_{max}(X_i)$ . Однако важно не только влияние отдельных параметров, но и их комбинации. Поэтому были исследованы влияния двойных параметров вида  $K(X_i, X_j)$ .

Суть оптимизации сложных систем заключается в определении экстремума функции от нескольких переменных, т. е. определяются такие области изменения входных параметров  $X_i$ , при которых выходные характеристики процесса удовлетворяют некоторому принятому критерию или нескольким частным критериям. При этом критерий оптимизации должен всесторонне характеризовать исследуемую систему, поэтому его, как правило, представляют как линейную комбинацию нескольких частных критериев  $k_j$  оптимизации (экономических или качественных показателей) с учетом их значимости [8, 9].

Были определены шесть конструктивных параметров рабочего органа машины, которые в наибольшей степени определяют эффективность процесса:  $H$ ,  $H_p$ ,  $\delta_{pk}$ ,  $\delta'_{pk}$ ,  $\delta_l$ ,  $\beta$ .

Исследование комплексного влияния факторов позволило установить непрогнозируемые эффекты и сформулировать рекомендации по выбору соответствующих конструктивных параметров рабочего органа.

Таким образом, необходимо было найти такой набор параметров  $X_i$ ,  $X_j$ , который обеспечит оптимизацию следующего критерия: суммарный момент всех внешних сил относительно оси  $y$  должен быть как можно больше.

### Границные условия исследуемых факторов

Фактор, единица измерения	Код факто-ра	Интервал варьирова-ния	Уровни варьирования				
			1	2	3	4	5
$H, \text{ м}$	$X_1$	0,05	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70
$H_p, \text{ м}$	$X_2$	0,05	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45
$\delta_{\text{пк}}, \text{ м}$	$X_3$	0,01	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07
$\delta'_{\text{пк}}, \text{ м}$	$X_4$	0,005	0,030	0,035	0,040	0,045	0,050
$\delta_{\text{л}}, \text{ м}$	$X_5$	0,002	0,004	0,006	0,008	0,010	0,012
$\beta^\circ$	$X_6$	10	30	40	50	60	70

Для удобства анализа результатов оптимизации основные входные параметры сгруппировали по парам, решалась следующая задача оптимизации:

$$\begin{cases} M_y(H, H_p) \rightarrow \max; \\ M_y(\delta_{\text{пк}}, \delta'_{\text{пк}}) \rightarrow \max; \\ M_y(\delta_{\text{л}}, \beta) \rightarrow \max. \end{cases} \quad (1)$$

Факторы и их варьирования представлены в таблице.

Для каждой задачи оптимизации (1) были выполнены по 25 компьютерных экспериментов, были получены функции для каждой из переменных.

При двухфакторной оптимизации можно получить поверхности отклика и проанализировать их (рис. 3, см. обложку).

В качестве границ между благоприятной и неблагоприятной областями выбраны следующие изолинии: для функции  $M_y(H, H_p) = 972\ 000 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , для  $M_y(\delta_{\text{пк}}, \delta'_{\text{пк}}) = 973\ 000 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , для  $M_y(\delta_{\text{л}}, \beta) = 1\ 000\ 000 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . Расчетами с использованием программ Microsoft Excel XP и Statistica 6 получены следующие уравнения исследуемых поверхностей отклика:

для  $M_y(H, H_p)$ :

$$M_y = 943\ 047,4286 + \\ + 41\ 257,1429H + 31\ 520H_p - \\ - 21\ 714,2857H^2;$$

для  $M_y(\delta_{\text{пк}}, \delta'_{\text{пк}})$ :

$$M_y = 983\ 020 - 92\ 000\delta_{\text{пк}} - \\ - 184\ 000\delta'_{\text{пк}};$$

для  $M_y(\delta_{\text{л}}, \beta)$ :

$$M_y = 920\ 208,2 + 34\ 678\ 914\delta_{\text{л}} - \\ - 1652,57\beta - 589\ 340\delta_{\text{л}}\beta + \\ + 1\ 142\ 857\delta_{\text{л}}^2 + 16,52\beta^2.$$

Анализ конфигурации благоприятных областей в факторном пространстве ( $H, H_p$ ); ( $\delta_{\text{пк}}, \delta'_{\text{пк}}$ ); ( $\delta_{\text{л}}, \beta$ ) показал следующее (рис. 4, см. обложку):

оптимальное расстояние от оси вращения рабочего органа до поверхности почвы составляет  $0,64 \div 0,75 \text{ м}$  при высоте профиля рабочего органа  $0,42 \div 0,52 \text{ м}$ ;

оптимальная ширина боковых полос полуковша составляет от 30 до 40 мм при ширине центральной полосы  $30 \div 50 \text{ мм}$ ;

оптимальный угол заточки лезвий ножей рабочего органа составляет  $25 \div 35^\circ$  при толщине лезвий  $6 \div 9 \text{ мм}$ .

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Климов Г. Б. Машины и орудия для выкопки и уборки посадочного материала. М.: Лесная промышленность, 1978. 35 с.
2. Механизация лесовосстановительных работ / Г. А. Ларюхин, Г. Б. Климов, А. Б. Клячко и др. М.: Лесная промышленность, 1975. 248 с.
3. Дручинин Д. Ю. Механизация перспективного способа выкопки крупномерных саженцев с комом почвы // Вестник КрасГАУ. 2011. № 6. С. 132–135.
4. Пат. на полезную модель 99277 Рос. Федерации: МПК A01C11/00. Выкопочная машина.
5. Дручинин Д. Ю., Дорняк О. Р., Драпалюк М. В. Математическая модель взаимодействия рабочего органа выкопочной машины с почвой и корнями растений // Электронный журнал КубГАУ. 2011. № 68 (04). <http://www.ej.kubagro.ru/2011/04/pdf/13.pdf>.
6. Дручинин Д. Ю., Дорняк О. Р., Драпалюк М. В. Теоретические исследования процесса выкопки саженцев с комом почвы // Вестник Поволжского ГТУ. Сер. Лес. Экология. Природопользование. 2013. № 2. С. 30–37.
7. Дручинин Д. Ю. Результаты теоретического исследования процесса работы машины для выкопки саженцев с комом почвы // Вестник Харьковского нац. ТУ сельского хозяйства им. П. Василенко. 2013. Вып. 136. С. 142–148.
8. Мельников С. В., Алешин В. Р., Рошин П. М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. Л.: Колос, 1980. 168 с.
9. Адлер Ю. П., Маркова Е. В., Грановский Ю. В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М.: Наука, 1976. 279 с.

### ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

"Роспечатать" — индекс **70120**;

"Пресса России" — индекс **27841**;

"Почта России" — индекс **60264**.



## Проектирование виброустойчивой поводковой технологической оснастки

Рассматриваются методика расчета и математическая модель виброустойчивости поводкового устройства на этапе проектирования его технологической оснастки.

**Ключевые слова:** технологическая оснастка, эксплуатационные свойства, виброустойчивость, качество.

The analysis methodic and the mathematical model of vibration resistance of drive device on the stage of design of its production tooling are considered.

**Keywords:** production tooling, service properties, vibration resistance, quality.

Виброустойчивость — одно из основных эксплуатационных свойств технологической поводковой оснастки, которое существенно влияет на качество и производительность выпускаемой продукции. Управление параметрами виброустойчивости с помощью конструктивных решений оснастки позволяет не только уменьшить стоимость ее ввода в эксплуатацию, но и повысить качество изготавляемых деталей.

Виброустойчивость оснастки определяется коэффициентом  $\beta$  внутреннего (вязкого) трения — коэффициентом диссиpации колебательной системы. Дифференциальное уравнение, определяющее этот коэффициент, характеризует не только затухающий колебательный процесс, но и резонансный режим эксплуатации станочного приспособления. Для стержневой конструкции поводковой оснастки коэффициент внутреннего трения определяем по формуле

$$\beta = \frac{M\omega}{\pi} \left( 0,02 \frac{T}{T_{пл}} \frac{\omega\tau}{1 + \omega^2\tau^2} + \frac{\omega\tau}{1 + \omega^2\tau^2} \frac{4}{3(1 + \mu)} + \frac{0,005\rho_d D_{kp}^2}{24} \right).$$

Здесь  $M$  — масса элемента (части) поводкового устройства, выступающего из заделки (конуса Морзе шпинделя), кг;  $T$  и  $T_{пл}$  — температуры детали и плавления материала, К;  $\omega$  — частота вынужденных колебаний,  $\text{с}^{-1}$ ;  $\rho_d$  — плотность дислокационных петель материала (для отожженной стали  $\rho_d = 10^6$ , для закаленной стали  $\rho_d = 10^{11}$ ),  $\text{см}^{-2}$ ;  $D_{kp}$  — диаметр зерна (кристаллита) структуры ма-

териала, см;  $\mu$  — коэффициент Пуассона материала;  $\tau = d_{пр}^2 c\rho / (\pi^2 \chi_i)$  — время релаксации напряжений, с, где  $d_{пр}$  — приведенный диаметр элемента, выступающего из заделки, м;  $c$  — удельная теплопроводность, Дж/(кг · К);  $\chi_i$  — коэффициент теплопроводности материала, Вт/(м · К);  $\rho$  — плотность материала детали, кг/ $\text{м}^3$ .

Коэффициент затухания колебаний поводкового устройства или его деталей определяется как  $\delta = 0,5\beta/M$ ,  $\text{с}^{-1}$ .

Передаточную функцию по параметру виброустойчивости элемента оснастки находим по фор-

$$W = e^{\frac{2\delta\pi}{\sqrt{\omega_{0i}^2 - \delta^2}}}.$$

Собственные частоты колебаний поводкового устройства в виде приведенного стержня определяются выражениями:

$$\omega_{01} = \frac{3,515}{l^2} \sqrt{\frac{EJ_x}{\rho F}}, \quad \omega_{02} = \frac{22,034}{l^2} \sqrt{\frac{EJ_x}{\rho F}},$$

$$\omega_{03} = \frac{61,701}{l^2} \sqrt{\frac{EJ_x}{\rho F}}, \quad \omega_{0i} = \frac{\pi^2(2i-1)^2}{4l^2} \sqrt{\frac{EJ_x}{\rho F}},$$

$$i \in (4, R),$$

где  $E$  — модуль упругости материала первого рода, Н/ $\text{м}^2$ ;  $J_x$  — момент инерции сечения стержня относительно оси изгиба,  $\text{м}^4$ ;  $l$  — длина стержня, м;  $F$  — площадь поперечного сечения стержня,  $\text{м}^2$ ;  $i$  — номер тона собственных колебаний стержня.

На рис. 1 приведена обобщенная схема поводкового устройства, содержащего следующие конструктивные элементы: основание 1; установочную 2 и базирующую 3 части; поводковые части 4 и 5, жестко связанные с основанием (п. ч. 1) и с установочной частью (п. ч. 2). Передаточная схема затухания колебаний рассматриваемого поводкового устройства приведена на рис. 2, на которой обозначены передаточные функции базирующей ( $W_{б.ч.}$ ) и установочной ( $W_{yc.ч.}$ ) частей, основания ( $W_{oc}$ ) и поводковых частей, жестко связанных с установочной ( $W_{п.ч.1}$ ) и поводковой ( $W_{п.ч.2}$ ) частями.

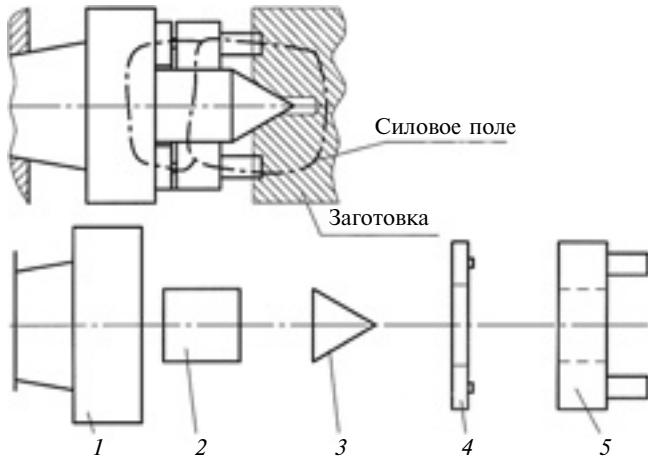


Рис. 1

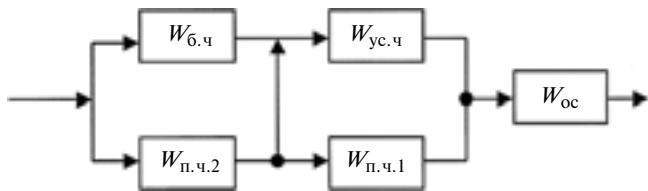


Рис. 2

Общую передаточную функцию затухающих колебаний поводкового устройства определяем по формуле

$$W_{\text{п.yc}} = [(W_{6,ч} + W_{\text{п.ч.2}})W_{\text{yc.ч}} + W_{\text{п.ч.2}}W_{\text{п.ч.1}}]W_{\text{oc}}. \quad (1)$$

Если в устройстве отсутствует какой-либо элемент или этот элемент плавающий, то его передаточная функция в формуле (1) равна нулю (для плавающего элемента — только в направлении, в котором он не лишен свободы движения). Необходимо учитывать, что поводковое устройство может состоять из разных деталей или сборочных единиц.

Коэффициент резонансного режима эксплуатации поводкового устройства определяем по формуле  $B_p = \sqrt{2} M \omega_0 / \beta$ . При этом минимальная частота  $\omega_{\min}$  свободных колебаний обуславливает динамический нерезонансный режим колебания поводкового устройства, при котором  $B_p = 0,75$ .

Параметры виброустойчивости ( $\omega_0$ ,  $\beta$ ,  $\delta$ ,  $B_p$ ,  $W_{\text{п.yc}}$ ,  $\omega_{\min}$ ) для основных поводковых устройств приведены в приложении 1 работы<sup>1</sup> автора. Основным конструктивным элементом поводкового устройства типа хомутика является неподвижный

центр. Для нестандартных поводковых устройств с жестким центром лимитирующим конструктивным фактором, влияющим на виброустойчивость, является технологический центр. Для определения виброустойчивости поводковых устройств с жестким центром, выбираемых по ГОСТ 13214—79 и ГОСТ 18259—79, можно использовать упомянутые выше данные работы<sup>1</sup>.

При проектировании поводковых устройств конструктор ориентируется на заданные технологическим процессом конструктивные параметры заготовки и детали, используемые станки, предварительные данные о типе и размерах инструментов и т. д.

Механическую обработку необходимо проводить в зоне устойчивых колебаний (не резонансный режим). Следовательно, первым этапом конструирования поводковых устройств должна быть проверка технологической системы на устойчивость к колебаниям по формуле

$$\omega_{\text{вр}} \neq \sqrt{\frac{(j_{\text{п.у}} + j_{\text{з.у}})(4A + ML^2) \pm \sqrt{(j_{\text{п.у}} + j_{\text{з.у}})^2(4A + ML^2)^2 - 64AML^2 j_{\text{п.у}} j_{\text{з.у}}}}{8AM}}, \quad (2)$$

где  $\omega_{\text{вр}}$  — частота вращения заготовки, рад/с;  $j_{\text{п.у}}$  и  $j_{\text{з.у}}$  — жесткости технологической системы в направлении радиальной составляющей силы резания и базирования заготовки соответственно на переднем и заднем центрах, Н/м;  $A$  — главный центральный момент инерции заготовки и плавающего элемента поводкового приспособления относительно оси, перпендикулярной к оси вращения заготовки, кг·м<sup>2</sup>;  $M$  — масса заготовки и плавающего элемента, кг;  $L$  — длина заготовки, м.

Анализ неравенства (2) показал, что резонансные колебания возникают только при условии  $L > 0,6d$  ( $d$  — диаметр обработки). При этом выбранная технологическая система должна удовлетворять условию:  $\omega_{\text{тех}} < 0,9\omega$  или  $\omega_{\text{тех}} > 0,9\omega$ , где  $\omega_{\text{тех}}$  — частота вращения заготовки, установленная инженером-технологом;  $\omega$  — частота собственных колебаний.

Анализ технологических центров, соответствующих ГОСТам: 1435—99, 18257—72, 18259—79, 13214—79, и самоврезающихся поводковых центров показал, что на их виброустойчивость наибольшее влияние оказывает структура материала. Так, для безрезонансного режима эксплуатации поводковых центров диаметр зерна материала не должен превышать 0,022 мм.

<sup>1</sup> Ерохин В. В. Обеспечение качества станочных приспособлений // Дис. ... д-ра техн. наук. Брянск: [Б. и.]. 412 с.

В. А. ЖУЛАЙ, д-р техн. наук, В. И. ЕНИН, канд. физ.-мат. наук, Е. В. КОЖАКИН (Воронежский государственный архитектурно-строительный университет), e-mail: zhulai@vgasu.vrn.ru

## Моделирование гидрообъемного дифференциального привода колесного движителя

Дано обоснование одного из вариантов частичной блокировки полнопоточной гидрофицированной передачи ведущего моста с нерегулируемыми гидромоторами. Рассмотрены регулирование приводов, обеспечивающее равномерную частоту вращения гидромоторов ведущих колес, и моделирование гидрообъемного привода в пакете программ Simulink.

**Ключевые слова:** моделирование, гидрообъемный привод, колесный движитель.

The substantiation for one of the variants of partial blocking of full-flow hydroficated gear of driving axle with fixed displacement hydraulic motors is given. The drive control, providing uniform rotational frequency of hydraulic motors driving wheels, and modeling of hydrostatic drive using Simulink software are considered.

**Keywords:** modeling, hydrostatic drive, wheeled running gear.

Гидрообъемные передачи по сравнению с механическими обеспечивают бесступенчатое изменение крутящего момента и работу основного двигателя в оптимальном режиме, имеют удобную компоновку и просты в управлении [1, 2], но их использование в приводах движителей транспортно-технологических машин долго сдерживалось высокой стоимостью, низкими КПД и надежностью основных агрегатов. В последние годы их применение увеличилось благодаря совершенствованию отечественных гидромашин и использованию комплектующих зарубежных гидрообъемных трансмиссий (ГОТ) [1–5].

Использование ГОТ в строительных и дорожных машинах обусловлено компактностью гидроагрегатов, возможностью размещения в труднодоступных местах и простотой автоматизации управления. Так, насос можно установить непосредственно за двигателем, а гидромоторы разместить, например, в ведущих колесах. Гидрообъемный привод движителей может быть выполнен в виде гидравлического ведущего моста, работающего совместно с другими ведущими мостами, имеющими даже разные типы трансмиссий (механическую, гидромеханическую) [3–5]. Эффективность работы ГОТ зависит от ее типа и условий использования в конкретной самоходной машине.

Рассмотрим работу открытого полнопоточного гидрообъемного привода одиночного ведущего моста (рис. 1), используемого, например, для активизации переднего управляемого моста автогрейдера [3–5]. Схема с одним насосом и двумя парал-

ельно соединенными гидромоторами является гидродифференциальной, что обеспечивает движение колес одной оси с разными скоростями в повороте, но при снижении проходимости.

Для повышения проходимости необходима частичная блокировка гидродифференциальной связи колес. Это осуществляется введением делителя потока (расхода), изменением рабочих объемов регулируемых гидромоторов, установкой дополнительных гидравлических сопротивлений в магистралях привода каждого из колес или их подтормаживанием.

При установке делителя происходит двойное дросселирование: всего потока, подводимого к приводу ведущего моста, калиброванными отверстиями и дополнительное — регулирующим золотником, направляющим поток на буксующее колесо, что приводит к снижению общего КПД гидрообъемной передачи [2]. Частичная блокировка изменением рабочих объемов регулируемых гидромоторов ведущего моста является сложным и затратным способом ввиду необходимости обеспечения синхронизации управления и высокой стоимости таких гидромашин. Регулирование работы гидродифференциальной передачи дросселированием магистрали привода одного из ведущих колес и его подтормаживанием — наиболее простые и менее затратные способы, реализованные, например, в системах ABS и ASR серийных автомобилей [6]. Управляющее воздействие в этих системах формируется на основании величин крутящего момента, угловых скоростей колес и других пара-

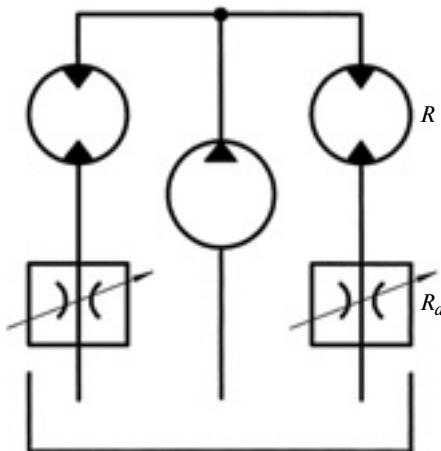


Рис. 1. Принципиальная схема полнопоточного гидрообъемного привода одиночного ведущего моста

метров. Поэтому актуальным является установление взаимосвязи силовых и скоростных характеристик полнопоточных гидрообъемных приводов с гидродифференциальной связью для моделирования их работы.

При разработке математической модели открытого полнопоточного гидрообъемного привода одиночного ведущего моста, состоящего из двух параллельно подключенных гидромоторов, в установленном (статическом) режиме (см. рис. 1) при подаче насоса  $Q = \text{const}$  приняты следующие допущения. Все гидромашины характеризуются рабочим объемом  $q_i$ , крутящим моментом  $M_i$  на валу и объемным расходом (подачей)  $Q_i$  при частоте вращения  $n_i$ . В магистралях обоих гидромоторов есть гидравлические сопротивления: местные самих гидромоторов и дополнительные, устанавливаемые для регулирования (управления) приводом. Гидравлическими сопротивлениями самих магистралей пренебрегаем.

В соответствии с методом электромеханических аналогий для каждого гидромотора можно определить его эквивалентное гидравлическое сопротивление

$$R_i = p_i/Q_i, \quad (1)$$

где  $p_i$  — разность давлений на входе и выходе  $i$ -го гидромотора;  $Q_i$  — объемный расход  $i$ -го гидромотора.

Крутящий момент на валу  $i$ -го гидромотора [4]

$$M_i = q_i p_i \eta n_i / 2\pi, \quad (2)$$

где  $\eta_{ni} = \eta_{oi} \eta_{mi}$  — полный КПД  $i$ -го гидромотора;  $\eta_{oi}$  и  $\eta_{mi}$  — объемный и механический КПД  $i$ -го гидромотора.

Учитывая, что расход каждого гидромотора  $Q_i = q_i n_i / \eta_{oi}$  [4], из уравнений (1) и (2) получим:

$$R_i = 2\pi M_i \eta_{oi} / (q_i^2 n_i \eta m_i). \quad (3)$$

Тогда полное эквивалентное гидравлическое сопротивление каждой линии

$$R_{ni} = R_i + R_{di}, \quad (4)$$

где  $R_{di}$  — дополнительное сопротивление  $i$ -й магистрали.

Так как гидромоторы установлены параллельно, то в соответствии с методом электромеханических аналогий для рассматриваемого привода с двумя магистралями ( $i = 1, 2$ ) должно выполняться равенство:

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_{n1}} + \frac{1}{R_{n2}} = \frac{R_{n1} + R_{n2}}{R_{n1} R_{n2}}, \quad (5)$$

где  $R$  — полное эквивалентное гидравлическое сопротивление ГОТ.

Следовательно, давление на выходе гидравлического насоса рассматриваемого привода с учетом равенства (5) определяется выражением

$$p = Q \frac{R_{n1} R_{n2}}{R_{n1} + R_{n2}}, \quad (6)$$

где  $Q$  — подача насоса.

В соответствии с принятыми допущениями и со схемой работы рассматриваемого гидропривода (см. рис. 1) давление на входе в обе магистрали равно выходному давлению  $p$  насоса. Из уравнений (1) и (6) следует равенство расходов гидромоторов:

$$\left. \begin{aligned} Q_i &= \frac{p}{R_{ni}}; \\ Q_1 &= Q \frac{R_{n2}}{R_{n1} + R_{n2}}; \\ Q_2 &= Q \frac{R_{n1}}{R_{n1} + R_{n2}}. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Из условия неразрывности потоков следует условие равенства подачи насоса и расходов жидкости гидромоторами [2]:

$$Q = Q_1 + Q_2. \quad (8)$$

Так как в рассматриваемом приводе рабочие объемы  $q_i$  всех гидромоторов равны:  $q = q_1 = q_2$ , а давление жидкости на входе в обе магистрали одинаковое, принимаем равными и объемные КПД  $\eta = \eta_{m1} = \eta_{m2}$ . Преобразовав равенство (8), получим:

$$Q\eta = Q_1\eta + Q_2\eta = q_1 n_1 + q_2 n_2 = qn, \quad (9)$$

где  $n$  — сумма частот вращений всех гидромоторов.

Тогда из уравнений (7) с учетом равенства (9) определим частоты вращения гидромоторов и их сумму:

$$\left. \begin{aligned} n_1 &= n \frac{R_{n2}}{R_{n1} + R_{n2}}; \\ n_2 &= n \frac{R_{n1}}{R_{n1} + R_{n2}}; \\ n &= n_1 + n_2. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Найдем взаимосвязь между крутящим моментом  $M_i$  и частотой  $n_i$  вращения выходного вала гидромоторов, для этого выразим полное эквивалентное гидравлическое сопротивление каждой магистрали (4) с учетом равенства (3):

$$\begin{aligned} R_{ni} &= \frac{2\pi M_i \eta_o}{q^2 n_i \eta_m} + R_{di} = \frac{2\pi \eta_o}{q_i^2 \eta_m} \left( \frac{M_i}{n_i} + \frac{q^2 R_{di} \eta_m}{2\pi \eta_o} \right) = \\ &= \frac{1}{a} \left( \frac{M_i}{n_i} + a R_{di} \right), \end{aligned} \quad (11)$$

где  $a = q^2 \eta_m / (2\pi \eta_o)$ .

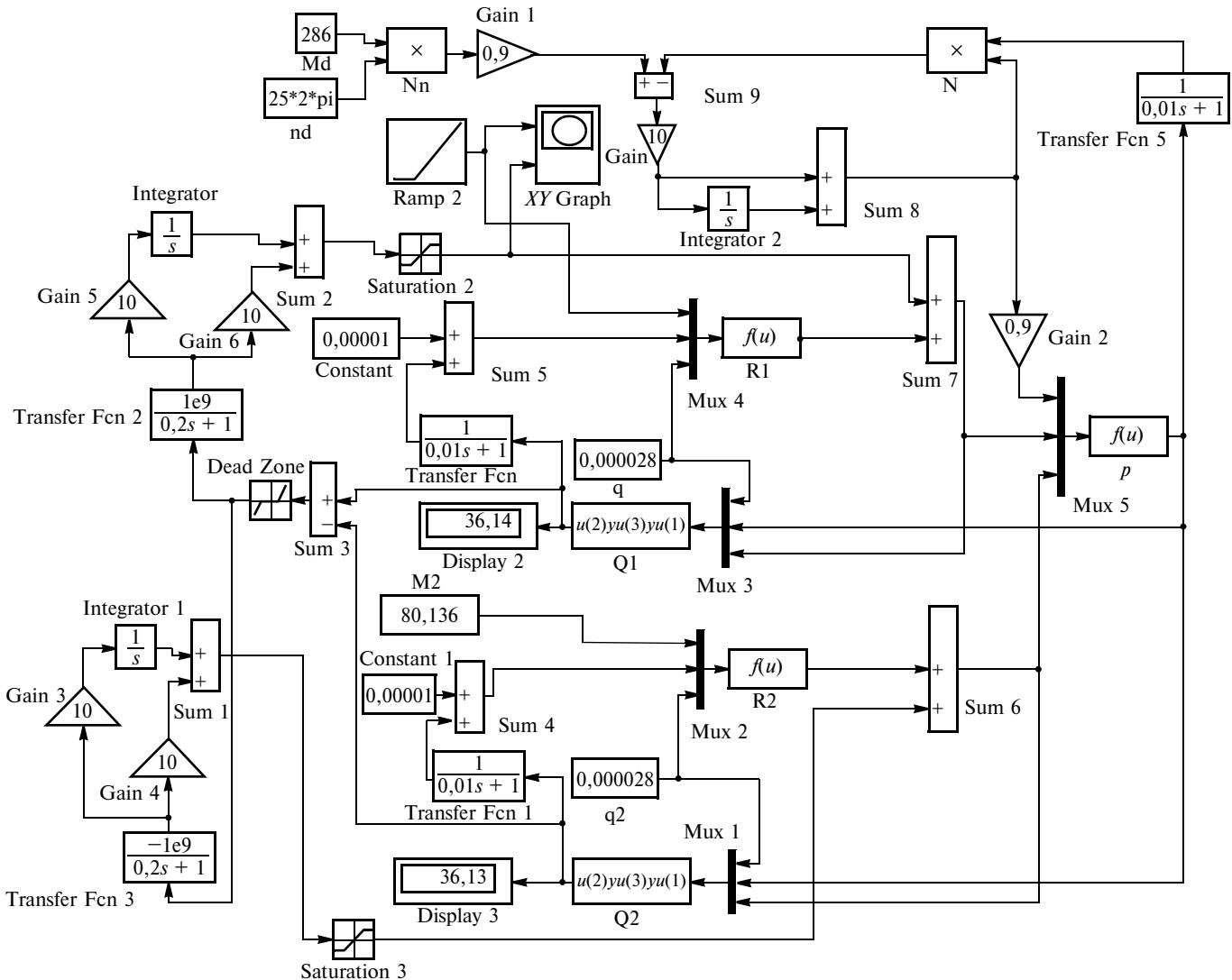


Рис. 2. Модель гидрообъемного привода с системами управления в Simulink

Подставим выражение (11) в формулы (10) и после преобразований определим частоту вращения вала каждого из гидродвигателей:

$$\left. \begin{aligned} n_1 &= nn_1 \frac{M_2 + aR_{d2}n_2}{M_1n_2 + M_2n_1 + an_1n_2(R_{d1} + R_{d2})}; \\ n_2 &= nn_2 \frac{M_1 + aR_{d1}n_1}{M_1n_2 + M_2n_1 + an_1n_2(R_{d1} + R_{d2})}. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Система уравнений (12) описывает работу полнопоточного гидрообъемного привода одиночного ведущего моста, состоящего из двух параллельно подключенных гидромоторов. Решив ее, определим крутящие моменты  $M_i$  и частоты  $n_i$  вращения их выходных валов при разных значениях дополнительных гидравлических сопротивлений  $R_{di}$ .

Полученные аналитические зависимости взаимосвязи силовых и скоростных параметров гидравлических машин разомкнутого насосного гидропри-

вода с параллельными магистралями позволяют моделировать и исследовать их работу при частичной блокировке гидродифференциальной передачи путем дросселирования магистрали привода одного из ведущих колес или его механическим подтормаживанием.

Рассмотрим обеспечение прямолинейного движения ( $n_1 = n_2$ ) одноосного ведущего моста с ГОТ в тяговом режиме с заданной величиной отбираемой мощности. Буксование ведущих колес устраняется введением дополнительных гидравлических сопротивлений  $R_{d1(2)}$  в магистрали привода.

Моделирование работы гидрообъемного привода с системами управления с обратными связями, обеспечивающими условие  $n_1 = n_2$ , проведем в пакете программ Simulink (рис. 2). Для исследования динамического поведения привода принята модель ведущего моста с наибольшим постоянным крутящим моментом одного гидромотора и линейно изменяющимся моментом другого.

Блоки  $nd$  и  $Md$  задают постоянные значения соответственно частоты вращения и крутящего момента на валу приводного двигателя, произведение которых определяет величину отбираемой мощности  $Nn$  (блок  $Nn$ ). Блок Gain 1 характеризует механические потери мощности (механический КПД) в редукторе привода и гидронасосе.

Далее полученное значение механической мощности привода насоса постоянной мощности передается на вход контура, моделирующего работу насоса и состоящего из блоков Sum 9, Gain, Integrator 2, Sum 8, N. Контур описывает преобразование механической энергии в энергию потока рабочей жидкости. Значение подачи насоса, определенное с учетом давления в системе (блок  $p$ ), динамики гидролинии (блок Transfer Fcn 5) и потерь на утечки жидкости (объемный КПД насоса — блок Gain 2), поступает на вход мультиплексора Mux 5, а затем в функциональный блок  $p$ . Здесь на основе установившегося расхода и эффективных гидравлических сопротивлений определяется давление в напорных магистралях, с учетом которого силовой поток на выходе из гидронасоса распределяется между двумя гидромоторами.

Первый гидромотор моделируется блоками Mux 1, Q2, Transfer Fcn 1, Sum 4, Mux 2, R2, Sum 6 (расположены в нижней части рис. 2). Значение частоты вращения выходного вала гидромотора, выводимое на Display 3, вычисляется в функциональном блоке Q2 по величинам рабочего объема  $q2$  (константа — блок  $q2$ ), давления  $p$  и полного сопротивления этой магистрали (блок Sum 6), состоящего из суммы эффективного сопротивления  $R2$  гидропривода и дополнительного сопротивления (блок Sum 1). Элемент Transfer Fcn 1 характеризует динамические свойства системы, а блок Constant 1 является искусственным элементом для устранения нулевых начальных условий при моделировании, которые вследствие их малости практически не вносят погрешность в измерения.

Блок M2 задает величину крутящего момента на валу гидромотора, в блоке R2 вычисляется значение эффективного гидравлического сопротивления гидромотора, которое через сумматор Sum 6 поступает на вход мультиплексора Mux 5 для определения давления в напорной магистрали гидросистемы (блок  $p$ ).

Аналогичные блоки (см. верхнюю часть рис. 2) присутствуют в модели второго гидромотора. Значение частоты вращения этого гидромотора определяется в блоке Q1, а значение линейно изменяющегося момента задается блоком Ramp 2. В блоке R1 определяется значение эффективного гидравлического сопротивления этого гидромотора, а сумматор Sum 7 задает величину полного сопротивления линии, которое через мультиплексор Mux 5 поступает на вход блока  $p$  определения давления.

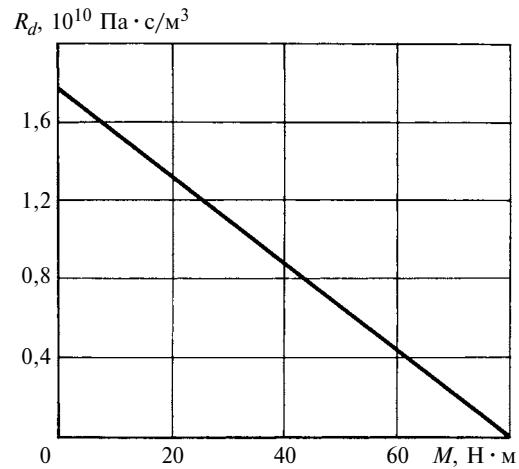


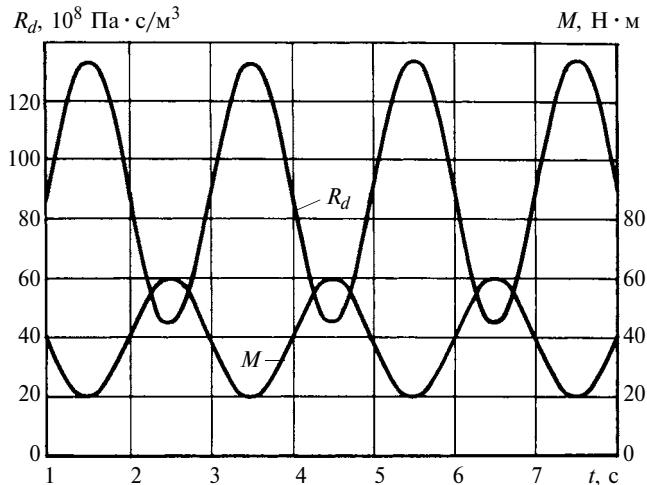
Рис. 3. Зависимость дополнительного гидравлического сопротивления  $R_d$  от крутящего момента  $M$  на валу гидромотора

Полученные в блоках Q1 и Q2 значения поступают в сумматор Sum 3, в котором вычисляется разность скоростей гидромоторов (расходов гидромоторами рабочей жидкости). Блок Dead Zone задает значения границ зоны нечувствительности для разности скоростей (расходов), при превышении которой начинает работать регулятор, обеспечивающий равенство расходов Q1 и Q2.

Регулятор скорости первого гидромотора (расхода рабочей жидкости) представляет собой ПИ-регулятор и моделируется блоками Transfer Fcn 3, Gain 3 и Gain 4, Integrator 1, Sum 1, Suturation 3. Выходная величина регулятора является величиной дополнительного гидравлического сопротивления, обеспечивающего равенство полных эквивалентных гидравлических сопротивлений в магистралях каждого из гидромоторов. Блок Suturation 3 ограничивает положительными значениями величину дополнительного сопротивления: Sum 6, Mux 5,  $p$ , Q2 и Sum 3 и определяет величину рассогласования частот вращения. Идентичные блоки моделируют работу и второго гидромотора. Блок XY Graph выводит график зависимости вводимого дополнительного сопротивления при линейном изменении момента нагрузки верхнего привода.

Результаты моделирования работы открытого полнопоточного гидрообъемного привода одиночного ведущего моста с регуляторами расходов гидромоторами рабочей жидкости путем изменения значений дополнительных гидравлических сопротивлений представлены на рис. 3 в виде зависимости добавочного гидравлического сопротивления  $R_d$  от крутящего момента  $M$  на валу гидромотора, выведенной блоком XYGraph. Для обеспечения условия равенства частот вращения гидромоторов ( $n_1 = n_2$ ) зависимость  $R_d = f(M)$  должна быть линейной.

Для рассмотренной динамической модели привода одиночного моста получена зависимость до-



**Рис. 4. Изменения дополнительного гидравлического сопротивления  $R_d$  и крутящего момента  $M$  на валу гидромотора**

бавочного сопротивления при синусоидальном изменении его величины по закону  $40 + \sin(2\pi s 0,5t)$ . Результаты моделирования приведены на рис. 4.

#### Вывод

Приведенные теоретические зависимости и построенная на их основе в системе Simulink математическая модель позволяют исследовать работу

гидрообъемных приводов движителей транспортных и тяговых машин при разных значениях их параметров. Зависимости, полученные для нерегулируемых гидрообъемных передач, можно использовать и для расчета статических режимов приводов с регулируемым насосом.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Крумбольдт Л. Н., Головашкин Ф. П., Стрелков А. Г. Гидрообъемные передачи в трансмиссиях специальных самоходных машин // Известия МГТУ — МАМИ. 2013. Т. 1. № 1. С. 96—104.
2. Петров В. А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. М.: Машиностроение, 1988. 244 с.
3. Луневич В. П., Жулай В. А., Серов А. А. Двухосный автогрейдер ГС-10.01 // Строительные и дорожные машины. 2000. № 12. С. 10.
4. Жулай В. А., Енин В. И., Серов А. А. Режимы работы регулируемой гидрообъемной передачи в тяговом приводе автогрейдера // Механизация строительства. 2008. № 7. С. 15, 16.
5. Исследование тяговых и эксплуатационных показателей автогрейдера ГС-25.09 / В. В. Журавлев, А. П. Потапов, В. А. Жулай и др. // Строительные и дорожные машины. 2014. № 1. С. 2—5.
6. Конструкции тракторов и автомобилей: Учебное пособие / О. И. Поливаев, А. В. Ворохобин, А. М. Костиков и др.; под общ. ред. проф. О. И. Поливаева. СПб.: Лань, 2013. 288 с.

УДК 629.4.015 + 625.1.03

Л. Б. ЦВИК, д-р техн. наук (Иркутский ГУ путей сообщения),  
Е. В. ЗЕНЬКОВ (Иркутский ГТУ), e-mail: tsvik\_1@mail.ru

## Определение прочностных характеристик материалов экспериментальных призматических образцов при двухосном растяжении

Приводятся результаты статических испытаний экспериментальных призматических образцов из стали 50ХФА, в которых в очаге разрушения реализовано двухосное растяжение. В качестве критерия прочности материала при сложном напряженно-деформированном состоянии использовали параметр Смирнова-Аляева и предельную интенсивность напряжения.

**Ключевые слова:** статические испытания, двухосное растяжение, призматический образец, критерий предельного состояния, параметр Смирнова-Аляева.

The results of static tests of experimental prismatic specimens from "50ХФА" steel, in which two-axis tension is realized in fracture nucleus, are presented. The Smirnov-Alyaev parameter and the critical stress intensity were used as strength criteria at combined stressed-deformed state.

**Keywords:** static tests, two-axis tension, prismatic specimen, limit state criterion, Smirnov-Alyaev parameter.

При двухосном растяжении деталей и предельный критерий прочности материала могут существенно уменьшаться по срав-

нению с одноосным растяжением [1, 2]. В данной работе прочностные характеристики экспериментально определяли при статических испытаниях до разрушения призматических образцов из закаленной стали 50ХФА, имеющих остаточное удлинение  $\delta_{ост} = 8 \%$ , предел текучести  $\sigma_T = 1080$  МПа и предел прочности  $\sigma_B = 1270$  МПа [3].

При квазистатическом нагружении призматических образцов в рабочей зоне (очаге разрушения) создавали двухосное растяжение, характеризуемое соотношением:  $\sigma_1 = 1,3\sigma_2$ ;  $\sigma_3 = 0$ , где  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ ,  $\sigma_3$  — главные напряжения в рассматриваемом очаге.

Двухосное растяжение в рабочей зоне испытуемого образца специальной формы создавали с помощью типовой одноприводной испытательной машины [4]. При одноосном растяжении прочностные характеристики материала определяют по испытани-

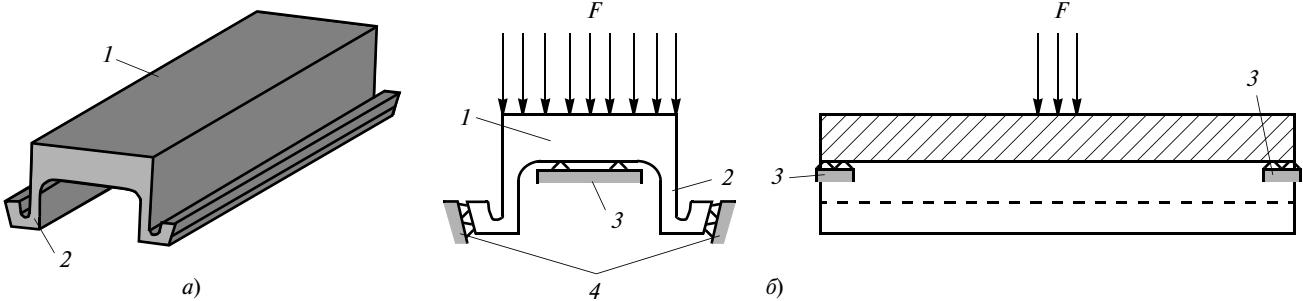


Рис. 1. Призматический образец (а) и схема его нагружения (б):

1 — образец; 2 — боковые выступы; 3 — концевая опора; 4 — боковая опора; F — испытательное усилие

ям стандартных образцов [5]. Для сложного напряженно-деформированного состояния (НДС), в частности двухосного растяжения, используют предельный критерий прочности материала, соответствующий той или иной теории прочности [6, 7]. В настоящей работе в качестве критерия использовали интенсивность напряжений

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}.$$

Для оценки прочности материала при сложном НДС выбрали уравнение прочности Писаренко—Лебедева [6—8]:

$$\sigma_i = \frac{1}{\chi} [\sigma_+^0 - (1 - \chi)\sigma_1 A^1 - \Pi]. \quad (1)$$

Здесь  $\chi = \sigma_+^0 / \sigma_-^0$  — соотношение пределов прочности материала при растяжении ( $\sigma_+^0$ ) и сжатии ( $\sigma_-^0$ );  $\Pi = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) / \sigma_i$  — параметр, характеризующий вид НДС, введенный Г. А. Смирновым-Аляевым [1] (далее — параметр Смирнова-Аляева);

$A = \frac{\varphi - \sqrt{3}\chi}{1 - \chi}$  — параметр, характеризующий прочностные свойства рассматриваемого материала и определяемый по испытаниям образцов до разрушения как растяжением, так и кручением, где  $\varphi = \sigma_+^0 / \tau_k$ ;  $\tau_k$  — предельное касательное напряжение при кручении.

Уравнение (1) использовано в работе [6] для моделирования поведения материала образцов, испытывающих в процессе разрушения сложное НДС. Достоинством уравнения (1) является то, что оно учитывает зависимость предельного критерия  $\sigma_i$  от вида НДС, характеризуемого параметром Смирнова-Аляева, т. е. влияние на критерий  $\sigma_i$  всех трех главных напряжений (инвариантов тензора напряжений) в очаге возможного разрушения. Данное влияние на пластичность и прочность сталей экспериментально было показано, например, в работах Г. А. Смирнова-Аляева [1], Н. А. Махутова [2] и др.

Обобщая выражение (1), уравнение предельного состояния типа Писаренко—Лебедева можно записать как

$$\sigma_{kp} = f(\sigma_b, \tau_k, \Pi), \quad (2)$$

где  $\sigma_{kp}$  — критерий прочности материала, зависящий от значений инвариантов тензора напряжений в очаге разрушения (например, интенсивности напряжений);  $\sigma_b$  — предел прочности материала при одноосном растяжении.

Уравнения типа Писаренко—Лебедева показывают, в частности, что прочность материала, точнее — предельный критерий его прочности, может существенно зависеть от вида НДС, определяемого параметром Смирнова-Аляева.

Цель работы — экспериментальные оценки эффективности испытаний призматических лабораторных образцов [4] и предельного значения  $\sigma_i$  для стали 50ХФА при  $\Pi = 1,8$  (при двухосном растяжении  $\Pi \in [1; 2]$ ). Подобные экспериментальные данные для разных значений  $\Pi$  позволяют описать с достаточной точностью для рассматриваемой стали вид функции  $f(\sigma_b, \tau_k, \Pi)$  в уравнении (2).

Для изучения процесса разрушения (предельного состояния) материала при двухосном растяжении можно использовать испытательную машину с двумя и более силовыми приводами, создающими двухосное НДС в трубчатых или крестообразных образцах [9]. Можно использовать стандартную испытательную машину с одним силовым приводом, тогда двухосное НДС создается в крестообразных или прямоугольных образцах с помощью специального приспособления — рычажного механизма [10]. В данной работе для создания необходимого двухосного НДС использовали более простой способ — испытание до разрушения призматического образца с дополнительной боковой опорной поверхностью, на которой воздействует поперечная контактная сила.

Форма призматического образца и схема его нагружения приведены на рис. 1. Призматический образец 1 в процессе испытания подвергается одновременному изгибу основной приз-

мы и поперечному сжатию боковых выступов 2, опирающихся на скошенные поверхности боковой опоры 4. Изгиб и сжатие создаются одним и тем же испытательным усилием  $F$ , прикладываемым к центральной части призматического образца, установленного на две концевые опоры 3. Рабочей зоной — зоной разрушения образца — является средняя часть нижней поверхности бокового выступа 2, примыкающая к поперечной плоскости симметрии образца. В этой зоне создается наиболее жесткое НДС (для образца в целом), характеризуемое положительным значением параметра  $\Pi$  и одновременно высокой интенсивностью напряжений  $\sigma_i$ . Для разрушения экспериментальных призматических образцов использовали типовую одноприводную электромеханическую испытательную машину Instron 5989 (вертикальное усилие до 600 кН) со специально разработанным опорным устройством (рис. 2, а, см. обложку), которое устанавливали на рабочем столе машины (рис. 2, б, см. обложку).

Для экспериментальных испытаний использовали три вида призматических образцов (рис. 3). Размеры выбирали методом конечных элементов (МКЭ) [11], так, чтобы выполнялось условие  $\Pi = 1,8$ . Определяющими были размеры: высота и ширина ос-

новной призмы; высота и ширина боковых выступов; радиусы галтельных переходов; углы опорных поверхностей и др. Варьирование этих параметров позволило изменять концентрацию напряжений и значение параметра Смирнова-Аляева в широком диапазоне на разных участках [11, 12]. В работе [11] показано также, что относительная погрешность определения интенсивности напряжений на этих участках в результате неучета сил трения на наклонных поверхностях боковой опоры не превышает 5 % (при определении интенсивности напряжений в рабочей зоне образца).

Призматические образцы для механических испытаний изготавливали из полосового сортового проката [13] фрезерованием. Механические свойства проката (приведены в начале статьи) были подтверждены лабораторными испытаниями до разрушения в условиях одноосного нагружения трех стандартных цилиндрических образцов диаметром 10 мм на испытательной машине Instron 5989.

Для верификации расчетных характеристик НДС призматических образцов была проведена их экспериментальная оценка в рабочих зонах [14] с использованием цифровой оптической системы анализа перемещений и деформаций Vic-3D Correlated

Solutions [15], в основе которой лежит метод корреляции цифровых изображений [16]. Установлено, что относительная погрешность расчетного определения интенсивности напряжений, возникающих в призматическом образце, размещенном в испытательной установке, не превышает 10 % [14]. Пример цифрового отображения поля продольных деформаций  $\varepsilon_x$  при нагружении призматического образца приведен на рис. 4 (см. обложку).

Для оценки предельной прочности, определяемой равенством (2), использовали методику, включающую расчетное определение величины  $\sigma_i$  из конечно-элементного моделирования физического процесса механических испытаний до разрушения. При этом силы, действующие на образец, определяли по соответствующей диаграмме нагружения испытательной машины. Изменения поверхности рабочей зоны образца в процессе испытаний наблюдали с помощью цифрового микроскопа Dino-Lite серии AM-413MT. Результаты испытаний выводили на экран компьютера. Момент разрушения образца устанавливали по появлению трещины в рабочей зоне, которое сопровождалось характерным щелчком. Длина трещины в каждом из трех испытанных образцов изменялась от 0,7 до 1 мм. Трещина направлена вдоль образующей призматического образца (рис. 5, а, см. обложку). Статические испытания образцов выполняли при постоянной скорости перемещения толкателя испытательной машины, равной 2 мм/мин. Соответствующая диаграмма нагружения показана на рис. 6. Трещина на всех трех образцах появлялась при испытательном усилии  $205 \pm 1$  кН, что соответствует точке 2 на диаграмме нагружения. После появления трещины испытательное усилие повышали; при этом длина трещины увеличивалась, а затем без повышения испытательного усилия образец разделялся

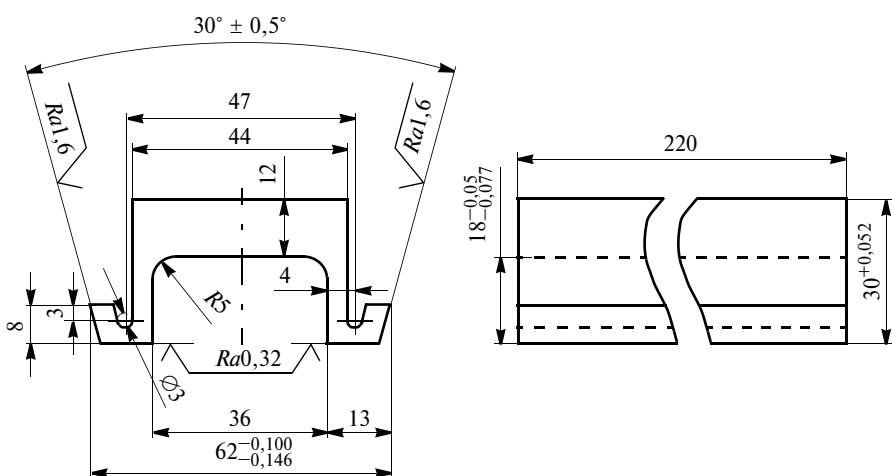


Рис. 3. Экспериментальный призматический образец

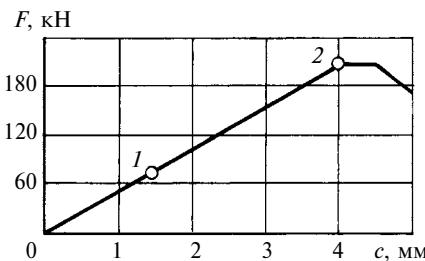


Рис. 6. Изменение рабочего усилия  $F$ , нагружающего образец в его средней части, в момент фиксации смещения с толкателя системой Vic-3D (точка 1) и в момент появления трещины (точка 2)

на части (см. обложку, рис. 5, б). На рис. 5, в показана поверхность излома в рабочей зоне одного из разрушенных образцов.

Для определения НДС образца в рабочей зоне в момент разрушения использовали дискретную модель упругого деформирования. В рассматриваемом случае при численном моделировании НДС учитывали контактное упругое взаимодействие образца с опорами. Расчет с помощью этой модели показал, что в момент разрушения образца предельная интенсивность напряжений  $\sigma_i \text{пр} = 880 \text{ МПа}$ . Расчетное распределение напряжений  $\sigma_i$  в рабочей зоне образца с помощью МКЭ представлено на рис. 7 (см. обложку) [17]. Из расчетных данных следует, что значение  $\sigma_i \text{пр}$  в зоне разрушения образца не превышает предела текучести  $\sigma_t = 1080 \text{ МПа}$  для рассматриваемой стали.

Конечно-элементный анализ (КЭ-анализ) НДС образца показал, что материал в очаге разрушения находился в упругом состоянии, т. е. подтвердилось, что сталь 50ХФА при  $\Pi = 1,8$  является упруго-хрупкой. Отметим, что при этом предельная интенсивность напряжений, соответствующая моменту разрушения  $\sigma_i \text{пр} = 880 \text{ МПа}$ , на 30 % меньше предела прочности  $\sigma_v = 1270 \text{ МПа}$  исследуемой стали. Указанное снижение говорит о том, что предельный критерий прочности материала детали уменьша-

ется при увеличении параметра Смирнова-Аляева (увеличении жесткости НДС) в очаге разрушения [1, 2].

Из представленного на рис. 7 распределения  $\sigma_i$  следует, что максимальная интенсивность напряжений в исследуемом образце возникает в зоне радиального галтельного перехода в боковом выступе — в зоне 2. КЭ-анализ этой зоны показал, что  $\sigma_i \text{пр} = 1700 \text{ МПа}$ . При определении этого значения с помощью вычислительного комплекса MSC Nastran учитывали, что в зоне галтельного перехода возникают пластические деформации, определяемые реальной диаграммой растяжения стали 50ХФА. В этой зоне НДС является "мягким" ( $\Pi = -1,1$ ), что и обусловило разрушение образца в зоне 1 на нижней поверхности бокового выступа (см. рис. 5, а), где НДС максимально жесткое ( $\Pi = 1,8$ ). Подобная локализация очага разрушения наблюдается и при разрушении сосудов давления с патрубками, у которых в зоне патрубка параметр  $\Pi$  был максимальным, а напряжения относительно невысокими [18, 19].

Отметим, что очаг разрушения, кроме нижней поверхности бокового выступа, может локализоваться также на галтельном переходе в средней части образца (см. рис. 7, зоны 2 или 3). В этом случае локализация очага разрушения зависит от вида НДС галтельных переходов и характера нагружения образца — статическое или циклическое. Зоны этих галтельных переходов характеризуются повышенной интенсивностью напряжений и в тоже время относительно "мягким" НДС ( $\Pi < 0$ ).

Если по аналогии с выражением (1) уравнение предельного состояния (2) приближенно записать как  $\sigma_i \text{пр} = \sigma_v A^{(1-\Pi)}$ , где  $A$  — определяется экспериментально, то нетрудно показать, что полученное значение  $\sigma_i \text{пр} = 880 \text{ МПа}$  позволяет при двухосном растяжении ( $\Pi \in [1; 2]$ ) для стали

50ХФА описать изменение  $\sigma_i \text{пр}$  в зависимости от параметра Смирнова-Аляева с помощью экспоненциального уравнения

$$\sigma_i \text{пр} = \sigma_v e^{0,45(1-\Pi)}. \quad (3)$$

Уравнение (3) показывает, что по мере "смягчения" НДС (уменьшения значения  $\Pi$ ) предельная интенсивность напряжения в момент разрушения детали при двухосном растяжении ( $\Pi \in [1; 2]$ ) увеличивается. Также следует, что при  $\Pi < 0$  (одно или несколько главных напряжений отрицательны) значение  $\sigma_i \text{пр}$  может превысить значение  $\sigma_v$ , соответствующее разрушению стандартного образца при одностороннем растяжении.

По результатам исследования можно сделать следующие выводы.

Использование призматических образцов для прочностных испытаний до разрушения на стандартном испытательном оборудовании с одним силовым приводом существенно упрощает их проведение.

Расчетно-экспериментальным путем установлено, что для стали 50ХФА, из которой изготовлены призматические образцы для лабораторных испытаний, при увеличении параметра Смирнова-Аляева с 1 (одноосное растяжение) до 1,8 (двуосное растяжение) предельный критерий  $\sigma_i \text{пр}$  уменьшается на 30 % (с 1270 до 880 МПа).

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- Смирнов-Аляев Г. А.** Механические основы пластической обработки металлов. Инженерные методы. Л.: Машиностроение, 1968. 272 с.
- Махутов Н. А.** Деформационные критерии разрушения и расчет элементов конструкций на прочность. М.: Машиностроение, 1981. 272 с.
- ГОСТ 14959—79.** Прокат из рессорно-пружинной углеродистой и легированной стали. М.: Изд-во стандартов.

# Способ минимизации энергоемкости машинного агрегата на основе комплексного анализа экспериментальных исследований его прототипа

Рассматривается способ определения энергетических характеристик машинных агрегатов непрерывного действия, позволяющий существенно снизить их энергоемкость.

**Ключевые слова:** машинный агрегат непрерывного действия, энергоемкость.

The method of determination of energy characteristics of machine aggregates of continuous operation, which allows significantly reducing their energy consumption, is considered.

**Keywords:** machine aggregate of continuous operation, energy consumption.

Предлагаемый способ минимизации энергоемкости машинного агрегата (МА) позволяет повысить энергетическую эффективность, в первую очередь, МА, оборудованных активным рабочим органом (РО) непрерывного действия, нагрузочный режим которого может изменяться в процессе

технологической операции. К таким МА относятся машины с РО: отделяющими (фрезами, цепными барами, РО многоковшового экскаватора), обрабатывающими (измельчающие материал), транспортирующими (скребковые, ленточные и отделяющие цепные транспортеры).

Низкие энергетические показатели существующих МА можно объяснить отсутствием методик комплексного анализа их конструкций, которые позволили бы рассматривать МА единым объектом, включающим в себя силовую установку, трансмиссию и РО. В настоящее время разработчики приводных двигателей (электрических машин и двигателей внутреннего сгорания), конструкторы узлов и деталей передаточных механизмов, создатели РО анализируют энергетические параметры только создаваемых ими элементов МА, поэтому несогласованность конструкторских решений разных элементов отражается на энергетических характеристиках МА [1, 2].



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 42)

4. Заявка на изобретение 2012140619 RU. Призматический образец для оценки прочности материала.
5. ГОСТ 1497—84. Металлы. Методы испытаний на растяжение. М.: Изд-во стандартов, 2006. 24 с.
6. Писаренко Г. С., Лебедев А. А. Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии. Киев: Наукова думка, 1976. 416 с.
7. Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. Справочник по со-противлению материалов / Отв. ред. Г. С. Писаренко. Киев: Наукова думка, 1988. 736 с.
8. Писаренко Г. С. Прочность материалов и элементов конструкций в экстремальных условиях. Т. 2. Киев: Наукова думка, 1980. 771 с.
9. Гагарин Ю. А., Пичков С. Н. Исследование поведения дефектов в полях растягивающих и сжимающих напряжений // Межвуз. сб. "Проблемы прочности и пластичности". Нижний Новгород: Изд-во ННГУ. 2000. С. 11—116.
10. Вансович К. А., Ядров В. И. Усталостные испытания стальных крестообразных образцов с поверхностью трещиной при двухосном нагружении // Омский научный вестник. 2012. № 3 (113). С. 117—121.
11. Зеньков Е. В., Цвик Л. Б. Деформирование призматических образцов с галтельями и вид их напряженного состояния // Вестник машиностроения. 2013. № 7. С. 34—37.
12. Зеньков Е. В. Лабораторное моделирование вида напряженного состояния на образцах призматического типа // Международный научно-исследовательский журнал. 2014. № 1 (20). С. 53—55.
13. ГОСТ 103—2006. Прокат сортовой стальной горячекатаный полосовой. Сортамент. М.: Стандарты.
14. Зеньков Е. В., Цвик Л. Б. Расчетно-экспериментальная оценка напряженно-деформированного состояния лабораторного образца с галтельным переходом // Вестник ИрГТУ. 2013. № 9 (80). С. 70—78.
15. Экспериментальные исследования свойств материалов при сложных термомеханических воздействиях / В. Э. Вильдеман, М. П. Третьяков, Т. В. Третьякова и др.; под ред. В. Э. Вильдемана. М.: ФИЗМАТЛИТ. 2012. 204 с.
16. Sutton M. A., Orteu J.-J., Schreier H. Image Correlation for Shape, Motion and Deformation Measurements. Columbia. University of South Carolina, SC, USA, 2009. 364 p.
17. Шимкович Д. Г. Инженерный анализ методом конечных элементов. М.: ДМК Пресс, 2008. 704 с.
18. Цвик Л. Б., Пимштейн П. Г., Борсук Е. Г. Экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния многослойного цилиндра с монолитным вводом // Проблемы прочности. 1978. № 4. С. 74—77.
19. Укрепление отверстий и статическая прочность осесимметричных штуцерных узлов / Л. Б. Цвик, Б. А. Щеглов, С. И. Федотова и др. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1993. № 1. С. 58—65.

Ввиду отсутствия детерминированных зависимостей, связывающих все компоненты МА, в машиностроении применяют методы пассивного прогноза (например, метод аппроксимации [3]), которые не позволяют оптимизировать энергетические параметры проектируемой машины.

В работах [2, 4] теоретически и экспериментально обоснован комплексный энергетический анализ МА, устанавливающий детерминированные связи между компонентами машины и позволивший разработать принципиально новый способ минимизации энергозатрат МА.

Для этого сначала выполняют экспериментальные исследования прототипа МА и устанавливают энергетические характеристики его РО и трансмиссии. На основании детерминированных связей выбирают режимные параметры приводного двигателя, обеспечивающие минимальные затраты энергии на единицу работы производимой МА, т. е. существенно снижают его энергоемкость.

### Теоретические основы способа

Удельная энергоемкость  $W_{\text{уд}}$  — показатель, широко используемый для сравнения энергетической эффективности транспортирующих или обрабатывающих машин и МА с отделяющим РО одного назначения:

$$W_{\text{уд}} = W/G,$$

где  $G$  — масса транспортируемого материала;  $W$  — энергия, затрачиваемая на транспортировку.

Удельную энергоемкость можно также определить по формуле

$$W_{\text{уд}} = \frac{W}{t} : \frac{G}{t} = \frac{N}{Q}, \quad (1)$$

где  $t$  — время транспортировки или обработки материала;  $N$  — мощность приводного двигателя, необходимая для данного технологического процесса;  $Q$  — производительность механизма (количество материала транспортируемого или обрабатываемого в единицу времени).

Несмотря на широкое использование этого показателя, его информационные возможности до конца не раскрыты. Поэтому введем новые характеристики и подробно проанализируем влияния всех факторов на величину  $W_{\text{уд}}$ .

Производительность машины определим как функцию полезной мощности:

$$Q = f_1(M, \omega) N_{\text{пол}}, \quad (2)$$

где  $N_{\text{пол}}$  — полезная мощность МА (мощность на РО);  $f_1(M, \omega)$  — коэффициент пропорционально-

сти, зависящий от крутящего момента  $M$  и частоты  $\omega$  вращения приводного вала МА.

Коэффициент  $f_1(M, \omega)$  определяется массой материала, отнесенной к единице затраченной энергии, т. е. данный коэффициент характеризует способность РО конвертировать энергию в продукцию (далее — коэффициент качества РО).

Для анализа используем также зависимости:  $N = M\omega$ ;  $N_{\text{пол}} = M_{\text{пол}}\omega$ ;  $M_{\text{пол}} = M - M_c$ ;  $M_c = f_2(M, \omega)$ , где  $M_{\text{пол}}$  — полезный крутящий момент, приведенный к приводному валу;  $M_c$  — момент сопротивления трансмиссии прокручиванию (определяет фрикционные потери в трансмиссии, т. е. характеризует ее энергоемкость).

С учетом указанных зависимостей выражение (2) будет иметь вид:

$$\begin{aligned} W_{\text{уд}} &= \frac{M\omega}{f_1(M, \omega)[M-f_2(M, \omega)]\omega} = \\ &= \frac{M}{f_1(M, \omega)[M-f_2(M, \omega)]} = \\ &= \frac{M-f_2(M, \omega)+f_2(M, \omega)}{f_1(M, \omega)[M-f_2(M, \omega)]} = \\ &= \frac{1}{f_1(M, \omega)} \left[ 1 + \frac{f_2(M, \omega)}{M-f_2(M, \omega)} \right]. \end{aligned} \quad (3)$$

Из равенства (3) следует, что энергоемкость устройства непрерывного действия обратно пропорциональна нагрузке (крутящему моменту  $M$ ) на приводном валу двигателя, коэффициенту качества РО и энергетической характеристике трансмиссии, определяемой ее моментом сопротивления прокручиванию. Очевидно и то, что изменение скоростного режима приводного вала оказывает на энергоемкость только косвенное влияние.

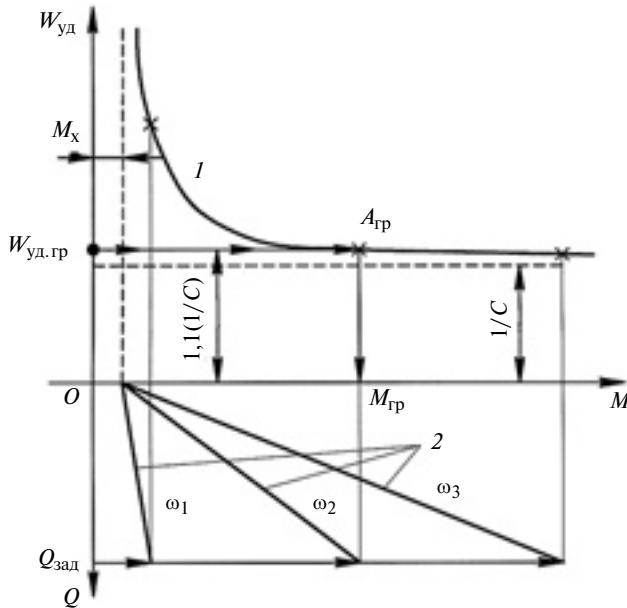
Зависимость (3) — универсальная, позволяет провести комплексный энергетический анализ любого МА непрерывного действия, так как учитывает взаимное влияние на энергоемкость МА всех его компонентов. Однако рассматриваемый в статье способ распространяется только на группу МА, для которых характерно следующее:

независимость конвертирующей способности РО от нагрузочного и скоростного режимов:  $f_1(M, \omega) = C = \text{const}$ ;

постоянный момент сопротивления трансмиссии, равный моменту  $M_x$  прокручивания трансмиссии на холостом ходу:  $f_2(M, \omega) = M_x = \text{const}$ .

Тогда зависимость (3) будет являться гиперболой:

$$W_{\text{уд}} = \frac{1}{C} \left( 1 + \frac{M_x}{M-M_x} \right). \quad (4)$$



**Рис. 1. Функции энергетических показателей нормального механизма при разных частотах  $\omega_i$  вращения:**  
1 —  $W_{\text{уд}} = 1/C[1 + M_x/(M - M_x)]$ ; 2 —  $Q = C\omega_i(M - M_x)$

Выделим группу машин с постоянным коэффициентом качества РО, практически независящим от режимных параметров привода и момента сопротивления трансмиссии прокручиванию, которые назовем нормальными.

Были проанализированы результаты экспериментов, проведенных разными исследователями независимо друг от друга на разных по конструкции устройствах (роторные и цепные экскаваторы, почвенные и болотные фрезы, погрузчики силоса, кормораздатчики и др. [5–7]), для определения группы нормальных механизмов, изменение энергоемкости которых подчиняется закону (4).

Следует отметить, что многие механизмы имеют более сложную зависимость  $f_2(M, \omega)$  и их нельзя отнести к нормальным. Если же принять их скоростной режим постоянным, что обеспечивается использованием двигателей с жесткой механической характеристикой, то большая часть устройств не прерывного действия попадет в группу нормальных, в том числе и те, у которых отсутствует отделяющий или обрабатывающий РО, но применимо условие  $f_1(M) = \text{const}$ .

В качестве примера рассмотрим ленточный транспортер, коэффициент качества РО которого определим по формуле

$$f_1(M, \omega) = \frac{G_m}{W_{\text{пол}}} = \frac{2mg}{mv_l^2} = \frac{2g}{v_l^2} = \frac{2g}{\omega_0^2 r_0^2}, \quad (5)$$

где  $m$  — масса материала;  $g$  — ускорение свободного падения;  $v_l$  — скорость транспортерной ленты (материала);  $\omega_0$  — частота вращения ведущего барабана транспортера, рад/с;  $r_0$  — радиус барабана.

Если  $\omega_0 = \text{const}$ , то и  $2g/(\omega_0^2 r_0^2) = \text{const}$ .

Из равенств (3) и (5) следует, что относительно энергетической эффективности данного механизма повышение скорости транспортерной ленты нежелательно. Снижать энергоемкость  $W_{\text{уд}}$  транспортера следует путем максимального увеличения нагрузки на ленту и снижения ее скорости.

Вернемся к рассмотрению нормальных механизмов. На основании равенства (2) запишем уравнение их производительности:

$$Q = C\omega(M - M_x). \quad (6)$$

Уравнения (4) и (6) связывают все энергетические характеристики нормального механизма:  $W_{\text{уд}}$ ,  $Q$ ,  $M$ ,  $M_x$ ,  $\omega$ ,  $C$ .

Одну и ту же производительность  $Q_{\text{зад}}$  механизма можно получить при разных скоростных и нагрузочных режимах приводного двигателя (рис. 1). Менее энергоемким будет механизм, который при прочих равных условиях обеспечит  $Q_{\text{зад}}$  при большем крутящем моменте на приводном валу и наименьшей частоте его вращения:  $\omega_1 > \omega_2 > \omega_3$ . В то же время на функции  $W_{\text{уд}} = f(M)$  можно найти такую граничную точку  $A_{\text{гр}}$ , правее которой значения функции, т. е. в сторону увеличения параметра  $M$ , практически не снижают энергоемкость МА.

Таким образом, предварительные экспериментальные исследования прототипа МА позволили:

установить энергетические характеристики МА — коэффициент  $C$  качества РО и момент  $M_x$  холостого хода трансмиссии при заданной частоте  $\omega$  вращения приводного вала двигателя;

определить функциональную зависимость энергоемкости МА от нагрузочного момента  $W_{\text{уд}} = f(M)$  и представить ее в виде графика;

определить граничный крутящий момент  $M_{\text{гр}}$  на приводном валу, при котором исключается область дogrаничных нагрузочных режимов, характеризующихся большими энергозатратами на единицу работы.

Для реального использования зависимостей (4) и (5) необходимо зафиксировать величину крутящего момента на приводном валу МА, для этого используем:

1) универсальный метод тензометрирования, который подходит для любого приводного двигателя, но весьма трудоемок;

2) метод измерения электрической мощности, который подходит для приводных электродвигате-

лей с жесткой механической характеристикой (синхронные и асинхронные двигатели переменного тока, двигатели постоянного тока параллельного возбуждения, электродвигатели с импульсной системой регулирования частоты). При постоянной частоте вращения связь между механической ( $N$ ) и электрической ( $P$ ) мощностями двигателя имеет вид:  $N = M_\omega = \eta_d P$ , где  $\eta_d$  — КПД, определяющий электрические потери в электродвигателе. При заданной частоте вращения крутящий момент  $M = \eta_d P / \omega$  определяется электрической мощностью, измеренной ваттметром, что существенно упрощает ее определение по сравнению с первым методом;

3) метод нагружения приводного двигателя контролируемым изменением нагрузки на РО наиболее удобен для испытания прототипа в естественных (полевых) условиях, что следует признать большим преимуществом по сравнению с испытаниями в лабораторных условиях.

При исследованиях в полевых условиях энергетические показатели  $N$ ,  $Q$ ,  $W_{уд}$  представим в виде функции от некоторого параметра  $H$ , который определим как величину подачи РО относительно взаимодействующей с ним среды. Это может быть, например, толщина срезаемой стружки или величина внедрения РО в материал, что практически равноценно. Для пильных цепей электрических и бензомоторных пил определяющим параметром будет усилие прижатия РО к материалу [8]. Однако во всех случаях параметр  $H$  есть мера загрузки РО и, следовательно, равносечен крутящему моменту на нем:

$$H \equiv M_{\text{пол.}} \quad (7)$$

#### Последовательность испытаний прототипа контролируемым нагружением РО в полевых условиях

Нагружаем РО, пошагово изменения параметр  $H$ . В каждом опыте измеряем производительность МА и мощность на приводном валу. Получаем экспериментальные значения функций  $Q = f(H)$  и  $N = f(H)$  (рис. 2). Используя метод наименьших квадратов [9, 10], аппроксимируем экспериментальные данные двух зависимостей:

$$Q = BH; \quad (8)$$

$$N = B_1 H + N_x, \quad (9)$$

где  $B$ ,  $B_1$ ,  $N_x$  — константы аппроксимирующих функций.

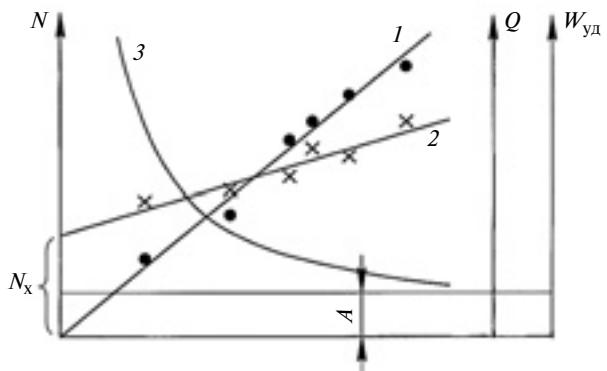


Рис. 2. Зависимости изменения энергетических показателей  $Q = f(H)$  (1);  $N = f(H)$  (2);  $W_{уд} = f(H)$  (3) МА от нагрузки  $H$

При этом мощность  $N_x$  холостого хода МА можно определить не только аппроксимацией экспериментальных данных, но и путем прокручивания трансмиссии МА при отсутствии нагрузки на РО. Достоверность аппроксимации оцениваем относительной ошибкой  $D$  с учетом распределения  $t$  Стьюдента [11], %:

$$D = 100t\sigma / (\sqrt{n} \bar{H}),$$

где  $\sigma$  — среднее квадратичное отклонение ординат экспериментальных точек от теоретических значений;  $n$  — число экспериментальных точек;  $\bar{H}$  — среднее арифметическое (математическое ожидание) экспериментальных значений  $H$ .

Принимаем доверительный интервал измерений 10 %. Если относительная ошибка  $D$  значительно превышает данную величину, то или взято недостаточное число экспериментальных точек, или выбрана не та аппроксимирующая функция. В последнем случае лучше отказаться от предлагаемого способа, поскольку испытуемый МА не соответствует понятию нормального механизма.

На основании уравнений (1), (7) и (8) получим:

$$W_{уд} = \frac{N}{Q} = \frac{B_1 H}{BH} + \frac{N_x}{BH} = A + A_1/H, \quad (10)$$

где  $A$  и  $A_1$  — константы.

Следовательно, функция  $W_{уд} = f(H)$  также является гиперболой.

Отметим, что зависимости  $Q = f(H)$  и  $N = f(H)$  получаем при практическом постоянном скоростном режиме, что необходимо четко фиксировать. Дело в том, что можно расширить область применения способа для МА, скоростной режим которых влияет на коэффициент качества РО. При этом методика остается прежней, увеличивается только число испытаний при разных значениях  $\omega$ .

С учетом условия (7) сопоставим предельные значения  $W_{уд}$ , полученные на основании формул (4) и (10):

$$\lim_{M \rightarrow \infty} W_{уд} = \lim_{M \rightarrow \infty} \left[ (1/C) \left( 1 + \frac{M_x}{M - M_x} \right) \right] = 1/C;$$

$$\lim_{H \rightarrow \infty} W_{уд} = \lim_{H \rightarrow \infty} (A + A_1/H) = A.$$

Следовательно, константа  $A$  — обратная коэффициенту качества величина:  $A = 1/C$ .

Из уравнения (9) следует, что  $N_{пол} = B_1 H$ . После аппроксимации экспериментальных данных, полученных при естественном нагружении РО [см. формулы (8) и (9)], перейдем к энергетическому анализу на основании закона (4):

определим величину, обратную коэффициенту качества:  $B_1/B = A = 1/C$ ;

определим момент холостого хода трансмиссии:  $N_x/\omega = M_x$ ;

представим результаты исследований в виде функции (4) (см. рис. 1).

### Обоснование граничного крутящего момента и мощности на приводном валу двигателя

Принимаем доверительный интервал граничных значений энергоемкости равным 10 %, т. е. считаем, что  $W_{уд,гр}$  превышает минимально достижимую энергоемкость  $A = 1/C$  на 10 % (см. рис. 1):

$$W_{уд,гр} = 1,1(1/C). \quad (11)$$

Решив уравнения (4) и (11), определим граничный крутящий момент:

$$\begin{aligned} 1,1(1/C) &= 1/C \left( 1 + \frac{M_x}{M_{гр} - M_x} \right) \rightarrow 1,1 = \\ &= 1 + \frac{M_x}{M_{гр} - M_x}, \end{aligned} \quad (12)$$

где  $M_{гр} - M_x = 10M_x \rightarrow M_{гр} = 11M_x$ .

Следовательно, мощность приводного двигателя, соответствующая требованиям минимизации энергоемкости МА, составит:

$$N \geq 11M_x\omega. \quad (13)$$

Условия (11)–(13) существенно упрощают выбор режимных параметров приводного двигателя, исключающих работу МА в неэкономичных (до-граничных) нагрузочных режимах. Если исследователь точно знает, что коэффициент качества РО стабилен при скоростных и нагрузочных режимах, то достаточно методом прокручивания установить

мощность холостого хода трансмиссии МА, а затем определить необходимую (граничную) мощность двигателя, приняв ее равной мощности холостого хода трансмиссии, увеличенной в 11 раз. При этом частота вращения двигателя остается равной заданной, а расчетная мощность будет обеспечиваться исключительно нагружением РО.

Способ впервые был апробирован при разработке аккумуляторных машин [12], энергоемкость которых составила 1/4 энергоемкости зарубежных аналогов. На основе выполненных исследований был наложен серийный выпуск кормораздатчиков КСА-5 в Болгарии.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Александров И. К. Совершенствование сельскохозяйственных машин и агрегатов на основе энергетического анализа: Дис. ... д-ра техн. наук. СПб.: СПб ГАУ, 1993. 414 с.
2. Александров И. К. Энергетический анализ механизмов и машин. Теоретическое и экспериментальное обоснование принципов исследования и определения энергетических потерь в механизмах и машинах: Монография. Вологда: ВоГТУ, 2012. 244 с.
3. Домбровский Н. Г., Картелишвили Ю. Л., Гальперин М. И. Строительные машины: Учебник для вузов. Ч. 1. М.: Машиностроение, 1976. 391 с.
4. Александров И. К. Энергосбережение в машинах агрегатах (основы энергетического анализа, пути снижения энергоемкости машин и механизмов). Вологда: Сев.-Двинское отделение инженерной академии РФ, 1993. 192 с.
5. Алексеева Т. В., Артемьев К. А., Бромберг А. А. Машины для земляных работ. М.: Машиностроение, 1964. 567 с.
6. Кутлембетов А. А. Исследование процесса отделения силоса от общей массы рабочими органами погрузчиков непрерывного действия: Автoref. дис. ... канд. техн. наук. М. 1969. 20 с.
7. Петлах Я., Лукьянов А., Пятковский В. Выбор экономичных технологий для первичного освоения болот и заболоченных земель // Техника в сельском хозяйстве. 1971. № 1. С. 24–26.
8. Александров И. К., Григорьев И. В. Методика определения топливной экономичности бензиномоторных пил // Деловой журнал "Дерево.ru". 2010. № 1. С. 48–51.
9. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. М.: Наука, 1973. 831 с.
10. Лопатников Л. И. Экономико-математический словарь: Словарь современной экономической науки. М.: Дело, 2003. 520 с.
11. Гмурман В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика. М.: Высшая школа, 1977. 479 с.
12. Александров И. К. Теоретическое и экспериментальное обоснование параметров рабочих органов аккумуляторного кормораздатчика: Автoref. дис. ... канд. техн. наук. Минск: ЦНИМЭСХ, 1973. 21 с.

**Цикл статей**  
**"Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"**  
(под общей редакцией академика Российской инженерной академии  
и академии космонавтики, д-ра техн. наук Ю. Н. Дроздова)

УДК 621.891.22:621.78:535.211

В. П. БИРЮКОВ, канд. техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН),  
e-mail: laser-52@yandex.ru

## Расчетно-экспериментальная оценка трибологических характеристик пары трения вал — втулка подшипника скольжения

Исследованы механизм формирования и свойства покрытий, наносимых на сталь 38ХРЗМА лазерной наплавкой при коаксиальной подаче порошкового материала на никелевой основе. Проведено расчетно-экспериментальное определение интенсивности изнашивания и коэффициента трения в паре трения вал—втулка подшипника скольжения.

**Ключевые слова:** лазерная наплавка, твердость, износостойкость.

The mechanism of generation and properties of coatings, applied to "38ХРЗМА" steel by laser building-up at coaxial feed of powder material on nickel base, are investigated. The calculation and experimental determination of wear intensity and friction coefficient in shaft-bushing friction couple of sliding bearing is performed.

**Keywords:** laser building-up, hardness, wear resistance.

Повышение ресурса деталей и узлов трения остается важной задачей современного машиностроения. Износ посадочных поверхностей валов электрических машин, роторов газоперекачивающих агрегатов, кулачковых и коленчатых валов является основной причиной их выхода из строя. На сегодняшний день остаточный ресурс по изнашиванию подобных узлов трения составляет  $20\div40\%$ . Продлить срок эксплуатации машин позволяют современные технологии восстановления поверхностей, например восстановление рабочих размеров деталей лазерной порошковой наплавкой. При этом большое значение имеют начальные характеристики поверхностей трения, которые можно улучшить лазерной наплавкой порошковых материалов на посадочные поверхности новых изделий.

Модификация рабочих поверхностей высоконагруженных деталей и узлов механизмов с использованием лазерных источников энергии заключается в формировании поверхностных слоев, качество которых существенно выше качества слоев, полученных традиционными методами — поверхностным упрочнением, напылением и наплавкой [1—4].

В работе [1] исследовали подачу хромборникелевого порошка ПГ-ХН80СР-2 непосредственно в зону лазерной наплавки; практически при всех режимах были получены ровные наплавленные валики. Данный метод имеет ряд преимуществ по сравнению с лазерным воздействием на порошковые пасты и газотермические покрытия. При оплавлении порошковых паст возможны сгорание и разложение связующих

веществ, сопровождающиеся нежелательными выбросами присадочного порошка из зоны обработки вместе с продуктами сгорания, и ухудшение смачиваемости поверхности подложки, что приводит к большой неравномерности наплавленных валиков по высоте и ширине. Кроме того, наблюдается выгорание паст по обеим сторонам валиков, для последующей наплавки которых требуется восстановление порошкового слоя. При подаче порошка в зону обработки упрощается нанесение покрытий, а также изменяется механизм формирования валиков — происходит постепенное наращивание наплавляемого слоя в отличие от других способов, при которых плавление идет от поверхностного слоя к материалу основы. При этом уменьшается энергоемкость процесса — на получение слоя толщиной 1 мм затрачивается  $30\div60 \text{ Дж}/\text{мм}^2$  энергии; на получение такого же слоя оплавлением порошковых паст —  $60\div120 \text{ Дж}/\text{мм}^2$ , а при оплавлении газотермических покрытий —  $180\div300 \text{ Дж}/\text{мм}^2$ . При увеличении скорости обработки с 0,5 до 3 м/мин размеры валиков уменьшаются: ширина в 2 раза, высота в 4 раза. При увеличении мощности с 1,5 до 3,5 кВт ширина и высота валиков увеличиваются, так как материал подложки больше прогревается, при этом увеличивается коэффициент использования порошка. С увеличением мощности излучения перемешивание металла подложки и присадки повышается.

В работе [2] использовали самофлюсирующийся порошковый

материал специального состава Ni—Cr—V с повышенным содержанием Fe, дополнительно легированный такими элементами, как В, Si и Mn. Порошковую смесь в зону лазерной обработки подавали специально разработанным шнековым дозатором. Многослойную наплавку толщиной до 3 мм осуществляли на сталь 20Х13. Зона термического влияния составляла 0,5 мм. Микротвердость зоны ( $2500 \div 2600$  МПа) немного ниже микротвердости наплавленного материала ( $2800 \div 2890$  МПа), но выше твердости материала основы ( $2200 \div 2300$  МПа). Такое сочетание твердостей является оптимальным с позиции прочностных свойств, например, при восстановлении резьбы.

Трибологические испытания показали, что, несмотря на незначительное по сравнению с основным металлом увеличение микротвердости наплавленного слоя, его износостойкость при трении скольжения в  $3,5 \div 4$  раза выше. Это можно объяснить наличием в структуре покрытия вязкой  $\gamma$ -фазы на основе Fe и Ni, а также прочных дисперсных карбидов Cr и V.

При коаксиальной подаче порошка транспортирующий газ формирует струю присадочного материала, который переплавляется под действием мощного лазерного излучения. На поверхности подложки образуется ванна расплава, после затвердевания которой формируется единичный наплавленный валик [3—6]. Плотное покрытие на большой площади получается в результате наложения единичных валиков с перекрытием  $30 \div 50\%$  от диаметра лазерного луча.

Эксперименты проводили с использованием порошка на основе Ni на комплексе HUFFMAN HC-205 производства ООО НТО "ИРЭ-Полюс", оснащенном волоконным лазером ЛС-3,5 мощностью 3,5 кВт [3, 6]. Технологию лазерной наплавки отрабатывали при массовом расходе порошка  $1,5 \div 6$  г/мин в потоке ар-

гона при скорости 3 л/мин и давлении 2 атм.; диапазон размеров частиц порошка  $40 \div 160$  мкм.

Микроструктуру наплавленных покрытий исследовали на оптическом металлографическом микроскопе Neophot-30 фирмы Carl Zeiss JENA при 500-кратном увеличении. Образцы с наплавленным покрытием подвергали химическому травлению в растворе, содержащем в мл: 5 HF + 5 HNO<sub>3</sub> + 25 C<sub>2</sub>H<sub>5</sub>OH. Время травления составляло ~2 с.

Для изучения тонкой структуры наплавленных покрытий микрошлифы образцов исследовали на растровом электронном микроскопе EVO 50 фирмы Carl Zeiss JENA (Германия). Гарантированное разрешение прибора 3 нм при использовании катода из гексаборида лантана (LaB<sub>6</sub>); ускоряющее напряжение — до 30 кВ, разряжение в колонне  $\leq 10^{-7}$  Па. Изображение получали во вторичных и отраженных электронах с помощью детектора вторичных электронов Everhardt-Thornley и четырехквадрантного детектора отраженных электронов 4Q-BSD.

Элементный состав образцов определяли рентгеновским микролитом на растровом электронном микроскопе EVO-50 при ускоряющем напряжении 10–20 кВ (сила тока зонда  $5 \div 50$  нА) с помощью энергодисперсионного спектрометра INCA x-ACT фирмы Oxford Instruments (Великобритания) с разрешением 133 эВ и волнового спектрометра INCA Wave-500 той же фирмы с разрешением 5 эВ и чувствительностью 0,01 мас. %. Глубина анализируемого слоя ~1 мкм.

Микротвердость образцов определяли по Виккерсу на приборе HVS-1000 (Китай) с автоматическим нагружением индентора с шагом  $P = 1$  Н. Время выдержки под нагрузкой  $\tau = 20$  с. Для повышения точности определения микротвердости проводили не менее 10 измерений каждого образца.

Образцы диаметром 48 мм из стали 35 наплавляли лазером мощностью  $0,5 \div 1$  кВт со скоростью  $5 \div 25$  мм/с. На рис. 1 представлен микрошлиф дорожек, полученных многослойной наплавкой по винтовой линии с перекрытием 50 %. Получено хорошее сплавление дорожек. Зона термического влияния составляла  $300 \div 900$  мкм в зависимости от режима обработки (см. рис. 1, а). При большем увеличении (см. рис. 1, б) в наплавленном слое видна дендритная структура, характерная для всех видов лазерной наплавки.

Микротвердость по ширине наплавленной дорожки изменяется в пределах  $4900 \div 5500$  МПа (рис. 2, а), что свидетельствует о стабильности технологического процесса, до глубины 700 мкм — в пределах  $4800 \div 5600$  МПа, а в переходной зоне резко падает до  $2600 \div 3000$  МПа (рис. 2, б).

Современные лазерные комплексы, оснащенные диодными, волоконными или газовыми лазерами и оптическими головками

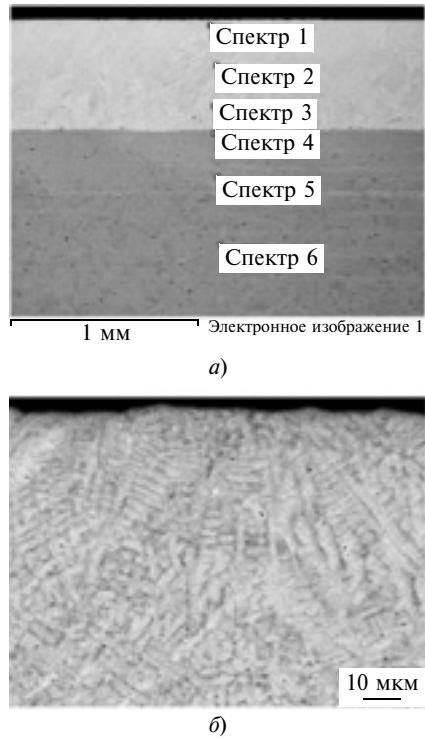


Рис. 1. Микрошлиф дорожек в зоне наплавки (а) и дендритная структура зоны наплавки (б)

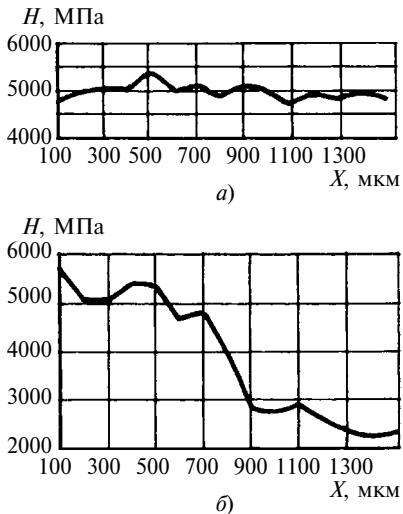


Рис. 2. Зависимости микротвердости по ширине наплавленной зоны, измеренной на расстоянии 500 мкм от поверхности (а) и с глубины 100 мкм от поверхности (б)

для коаксиальной наплавки порошковых материалов, позволяют наплавлять единичные дорожки шириной 3÷6 мм при толщине наплавленного слоя 0,5÷1,5 мм. Для повышения производительности применяют специальные насадки. При широкополосной лазерной наплавке ширина слоя может составлять 16÷20 мм при толщине 1÷1,5 мм за один проход. Твердость покрытий зависит от состава порошкового материала и режима лазерной наплавки и может изменяться от 25 до 75 HRC.

Результаты исследований показали, что, изменения режим лазерной коаксиальной наплавки, можно эффективно управлять размерами, формой и коэффициентом перемешивания наплавленного валика. Установлены оптимальные режимы наплавки, обеспечивающие минимальное перемешивание присадочного материала с материалом подложки.

Среднюю интенсивность изнашивания деталей определяли по формуле Ю. Н. Дроздова [7]:

$$I_h = k \Phi_1^a \Phi_2^b \Phi_3^c \Phi_4^d \Phi_5^e,$$

в которую входят безразмерные критерии, характеризующие свойства наплавки.

Критерий  $\Phi_1^a = h_{\text{см}} / \sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2}$  определяет толщину  $h_{\text{см}}$  (0,1 мкм) смазочного слоя. Здесь  $Ra_1$  и  $Ra_2$  — параметры шероховатостей контактирующих поверхностей, вместо которых можно использовать характерный размер абразивной частицы. Толщина смазочного слоя рассчитывается как сумма толщин граничного и контактно-гидродинамического слоев. Толщина граничного смазочного слоя не поддается расчету и зависит от действующих поверхностных сил; условно принимается равной 0,1 мкм.

Напряженное состояние в контакте оценивается комплексами  $\Phi_2^b = P/HB$  или  $\Phi_2^b = fP/HB$ , где  $P$  — нормальное напряжение сжатия;  $HB$  — твердость поверхности;  $f$  — коэффициент трения скольжения.

Микро几何етрия, маслосъемность, маслоудерживающая способность контакта характеризуются комплексом  $\Phi_3^c = R_{\text{max}}/rb^{1/v}$ , где  $R_{\text{max}}$  — наибольшая высота микронеровностей профиля;  $b$  и  $v$  — параметры опорной кривой;  $r$  — приведенный радиус неровностей.

Временные характеристики контакта учитываются симплексом  $\Phi_4^d = t_p/t_b$ , где  $t_p$  и  $t_b$  — время соответственно разрушения и восстановления пленок.

Физико-химические процессы на трущихся поверхностях характеризуются комплексом  $\Phi_5^e = RT/E$ , полученным из уравнения Аррениуса—Журкова. Здесь  $R$  — универсальная газовая постоянная;  $T$  — абсолютная температура поверхности в месте износа;  $E = Q$  — теплота адсорбции. В случае химической модификации поверхности трения  $E = E_a$ , где  $E_a$  — энергия активации распада межатомных связей химически модифицированных слоев.

Используя уравнение Ю. Н. Дроздова для расчета коэффициента трения скольжения [7], определили коэффициент

трения скольжения в паре "вал — вкладыш ротора" газоперекачивающего агрегата:

$$f = 0,02 \ln \frac{N R a}{v H B_{\text{пр}} 10^{-3} l_n v_s} + 0,01.$$

Здесь  $N$  — нагрузка, Н;  $Ra$  — параметр шероховатости, мкм;  $v$  — кинематическая вязкость, м/с<sup>2</sup>;  $l_n$  — характерный линейный размер (длина шейки вала), м;  $H B_{\text{пр}} = H B_0 a + H B_1 ((1 - a))$  — приведенная твердость по Бринеллю, МПа, где  $H B_0$  и  $H B_1$  — твердости по Бринеллю соответственно материала основы наплавляемого порошка и упрочняющей фазы в наплавленном лазерным лучом слое, МПа;  $a$  — доля материала основы в объеме порошка.

С учетом проведенных исследований интенсивность изнашивания при механическом и электроэрозионном взаимодействии тел для подшипника скольжения ротора газоперекачивающего агрегата определим по формуле

$$I_h = k \left[ \frac{h_{\text{тр}} + h_k}{\sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2}} \right]^{-1,05} \times \\ \times \left( \frac{P_z}{H B_{\text{пр}}} \right)^{0,85} \left( \frac{R_{\text{max}}}{rb^{1/v}} \right)^{0,91} \times \\ \times \left( \frac{p_z U v_s \tau_0}{H B_{\text{пр}} d_{\phi}} \right)^{0,8},$$

где  $h_{\text{тр}}$  — толщина граничного слоя смазочного материала;  $h_k$  — длина шейки вала;  $P_z$  — нормальное напряжение сжатия;  $U$  — разность потенциалов;  $\tau_0$  — характерное время — период колебаний атомов твердых веществ;  $d_{\phi}$  — средний диаметр пятна фактического контакта.

Экспериментальные исследования, проведенные на машине трения МИ-1 [9], показали, что интенсивность изнашивания пары "вал из стали 38ХН3МА — колодка из баббита Б83" в 24 раза выше интенсивности изнашивания оптимально подобранных покрытий на основе никеля в паре с тем же баббитом. Расчетные

С. А. ПОЛЯКОВ, д-р техн. наук, С. Ю. ГОНЧАРОВ,  
М. Н. ЗАХАРОВ, д-р техн. наук, В. В. ЛЫЧАГИН, канд. техн. наук  
(МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: serpol50@rambler.ru

## **Повышение энергоэффективности и надежности червячных передач оптимизацией подбора смазочных материалов по ускоренным испытаниям**

Рассматривается методика испытаний червячного редуктора, в которой для сравнительной оценки его надежности по нагрузочной способности использовали тормозные моменты, соответствующие экстремуму КПД. Испытания проводили с различными смазочными материалами.

**Ключевые слова:** червячная передача, энергоемкость, смазочный материал.

The methodic of testing of worm reducer, in which the braking torques, corresponding to the maximum efficiency, are used for comparative assessment of its reliability on load capacity, is considered. The tests were carried out with various lubricants.

**Keywords:** worm gear, energy consumption, lubricant.

Энергетические потери червячных редукторов превышают потери редукторов с цилиндрическими передачами, по крайней мере, на 10÷15 %. В то же время по сравнению с цилиндрическими передачами червячные редукторы более компактны и менее металлоемки при одинаковых передаточных числах. Поэтому

снижение потерь на трение в червячных редукторах является актуальным и для проектных, и для эксплуатирующих организаций. Решение этой задачи тесно связано с повышением их надежности, поскольку снижение механических потерь позволяет увеличить нагрузочную способность, а следовательно, и надеж-

ность, что подтверждено экспериментально.

В маркировке отечественных червячных редукторов указывается допускаемый крутящий момент на выходном валу, т. е. грузоподъемность редуктора, при которой обеспечивается его нормативный ресурс [1]. Так, для редуктора 5Ч80 (межосевое расстояние 80 мм), испытания которого приведены в данной работе, номинальный (допускаемый) крутящий момент на выходном валу составляет 260 Н·м, и его можно считать грузоподъемностью. Превышение этого значения на тихоходном валу редуктора может привести к снижению на 90 % нормативного ресурса, который для редукторов данного типа составляет 10 000 ч, тогда как для цилиндрических редукторов этот показатель составляет 25 000 ч [1]. Кроме того, превышение номинального момента может привести к наиболее опасному виду отказа — заеданию.

Наиболее простым способом, позволяющим без изменения

*(Окончание статьи. Начало см. на стр. 51)*

значения интенсивности изнашивания отличаются от экспериментальных значений на 23 %, что допустимо при тех факторах, которые влияют на процессы в зоне контакта сопряженных поверхностей.

Таким образом, разработаны технология лазерной наплавки покрытий на основе никеля и методика расчетно-экспериментальной оценки интенсивности изнашивания и коэффициента трения в паре "вал — втулка подшипника скольжения".

### **БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ**

1. Григорьянц А. Г., Сафонов А. Н., Шибаев В. В. Влияние режимов порошковой наплавки на условия формирования и размеры наплавленных

валиков // Сварочное производство. 1983. № 6. С. 11—13.

2. Тескер Е. И., Гурьев В. А., Тескер С. Е. Микроструктура и свойства наплавленных лазером поверхностных слоев // Физика и химия обработки материалов. 2004. № 1. С. 38—42.

3. Бирюков В. П. Модификация поверхности с помощью лазерного излучения // ФОТОНИКА. 2010. № 3. С. 18—21.

4. Григорьянц А. Г., Шиганов И. Н., Мисюров А. И. Технологические процессы лазерной обработки: Учебное пособие для вузов / Под ред. А. Г. Григорьянца. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2006. 664 с.

5. Григорьянц А. Г., Мисюров А. И., Третьяков Р. С. Анализ влияния параметров коаксиальной лазерной наплавки на формирование валиков // Технология машиностроения. 2011. № 11. С. 19—21.

6. Лазерная наплавка поверхностей трения порошковыми материа-

лами на основе никеля / В. П. Бирюков, С. Н. Смирнов, В. Н. Петровский и др. // Технологии упрочнения, нанесения покрытий и ремонта: теория и практика. Материалы МНПК. СПб.: Изд-во Политехнического ун-та. 2013. Ч. 1. С. 27—30.

7. Когаев В. П., Дроздов Ю. Н. Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высшая школа, 1991. 319 с.

8. Дроздов Ю. Н., Юдин Е. Г., Белов А. И. Прикладная трибология (трение, износ, смазка) / Под ред. Ю. Н. Дроздова. М.: Эко-Пресс, 2010. 640 с.

9. Восстановление лазерной наплавкой работоспособности пары трения вал — вкладыш подшипника скольжения / В. П. Бирюков, В. Г. Лаптева, И. А. Хренникова, Д. Ю. Татаркин // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2013. № 5. С. 91—95.

конструкции повысить стойкость редуктора к указанным видам отказов и его энергосберегающие возможности, является применение современных смазочных материалов и их подбор. Для адекватной оценки возможных изменений необходима соответствующая экспериментальная методика, которая подтвердила бы их. Существующие методики испытаний имеют ряд недостатков.

Известны способы испытаний, позволяющие оценить износстойкость и нагрузочную способность червячного редуктора. Так, способ испытаний червячных редукторов на износстойкость, представленный в работе [2], предусмотрен и в ГОСТ Р 50801—96 [1]. Данное техническое решение позволяет оценить интенсивность изнашивания червячного зацепления в условиях стационарной номинальной нагрузки. Однако оно не предполагает ускорения испытаний и оценки основной причины выхода из строя червячных редукторов, которым является заедание, возникающее при превышении допустимой нагрузочной способности.

Известен также способ испытаний червячных редукторов [3], основанный на оценке нагрузочной способности редуктора, для чего используют постоянно растущую с заданной скоростью нагрузку, а нагрузкой заедания считают ту, при которой оно начинается. Недостатком этого способа является то, что в оценке нагрузочной способности не отражены процессы приработки. Полученное в данном случае значение нагрузки заедания соответствует ее значению для не приработанного сопряжения, т. е. оценка существенно занижена.

Цель данной работы — создание методики испытаний, позволяющей ранжировать изменения в конструкционных и смазочных материалах по критериям энергоэффективности и

надежности. За основу взята методика, используемая для подшипников скольжения, заложенная в ГОСТ 23.224—86 и работах [4, 5] и скорректированная применительно к червячным зацеплениям.

Суть предлагаемой методики состоит в том, что для оценки максимальных допускаемых нагрузок и выбора допустимых скоростей нагружения редуктора использовали систему нагружения с отрицательной обратной связью, позволяющую скорректировать величину и скорость роста нагрузки (тормозного момента) по изменению момента на входном (быстроходном) валу редуктора.

Предлагаемая методика отличается тем, что в ней учитывается более медленное протекание приработки, чем в опорах скольжения, и время, за которое произойдет существенное снижение силы трения, может оказаться значительно больше времени, предусмотренного в методиках [4, 5]. В связи с этим испытания червячных редукторов проводили в три этапа:

первый этап — ускоренный, состоял в том, чтобы получить площадь пятна контакта на зубьях червячного колеса не менее 60 % от номинального значения. Это достигалось притиркой зубьев колес при сравнительно небольших нагрузках (не более 50 % от номинальной нагрузки) с использованием обычного минерального масла;

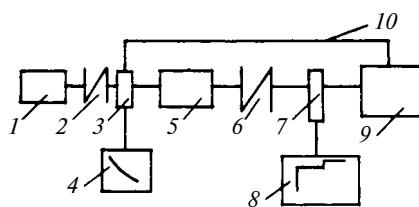
второй этап — определение максимальной кратковременной нагрузки, проводили с использованием отрицательной обратной связи, однако нагрузку увеличивали не только при снижении силы трения, но и при отсутствии ее роста в течение времени, определяемого в соответствии с методикой [4]. При этом анализировали зависимость колебаний силы трения от нагрузки: при существенном увеличении амплитуды

колебаний силы трения дальнейшее нагружение прекращали;

третий этап — установление долговременных зависимостей силы трения и интенсивности изнашивания от времени. В качестве характеристики силы трения использовали вращающий момент на электродвигателе, нагружение осуществляли изменением момента на тихоходном валу редуктора с помощью электромагнитного тормоза.

Для моделирования испытаний сопряжений с кинематикой, подобной кинематике червячного зацепления, и воспроизведения реального напряженного состояния, возникающего при взаимодействии трущихся поверхностей, был разработан специальный стенд, который содержит как элементы натурного стенда для испытаний механических приводов в соответствии с методикой [6] (рис. 1, поз. 1, 2, 5, 6, 9), так и новые элементы, обеспечивающие приработку редуктора в режиме "на грани заедания" (рис. 1, поз. 3, 4, 7, 8, 10).

При проведении испытаний использовали следующие показатели: коэффициент  $f$  трения; коэффициент  $\eta$  полезного действ-



**Рис. 1. Схема устройства для ускоренных испытаний червячных редукторов:**

1 — электродвигатель; 2 — муфта; 3 и 4 — устройства соответственно для измерения вращающего момента на быстроходном валу редуктора и построения графика его изменения в реальном времени; 5 — редуктор; 6 — муфта; 7 — устройство для измерения вращающего момента на тихоходном валу редуктора; 8 — устройство для построения графика изменения вращающего момента на нагружающем устройстве в реальном времени; 9 — нагружающее устройство и устройство для регулирования нагружающего момента; 10 — механизм обратной связи, позволяющий регулировать нагружающий момент в зависимости от изменения вращающего момента на быстроходном валу редуктора

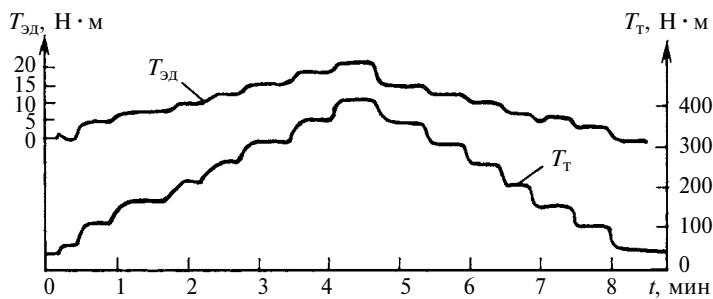


Рис. 2. Изменение вращающих моментов на валу электродвигателя ( $T_{\text{Эд}}$ ) и тихоходном валу редуктора ( $T_{\text{т}}$ ) в реальном времени при испытании на втором этапе

вия (КПД); вращающие моменты  $T_1$  и  $T_2$  соответственно на быстроходном и тихоходном валах редуктора;  $T_{2\text{оп}}$  — момент на тихоходном валу, соответствующий экстремумам коэффициентов  $\eta$  и  $f$ .

Коэффициент  $\eta$  редуктора складывается из коэффициентов, характеризующих работу его узлов, в том числе подшипников. Поскольку абсолютные значения этих показателей составляют доли процента от общих энергетических потерь и при работе практически не изменяются, то КПД червячного зацепления можно определить по формуле

$$\eta = T_2/(uT_1), \quad (1)$$

где  $u$  — передаточное число редуктора.

Так как КПД является основным критерием энергоэффективности работы червячных редукторов, то для оценки КПД конкретных сопряжений используют подход, содержащий понятие угла трения. Тогда КПД определяется выражением

$$\eta = \operatorname{tg}\gamma/\operatorname{tg}(\gamma + \phi),$$

где  $\gamma$  — угол наклона винтовой линии червяка;  $\phi$  — угол трения, соответствующий коэффициенту трения для данных материалов и смазок. Таким образом, коэффициент  $\eta$  обратно пропорционален коэффициенту  $f$ .

Рассмотрим порядок испытаний на втором этапе.

Предварительно притертую червячную пару устанавливают в

редуктор, заливают масло, включают электродвигатель и определяют максимально допускаемую нагрузку на редуктор путем ступенчатого нагружения, варьируя величину и длительность действия тормозного момента. Завершают второй этап испытаний, разгружая редуктор и определяя максимальный допускаемый длительно действующий на редуктор тормозной момент  $T_{2\text{оп}}$  по максимальному КПД, рассчитанному по формуле (1), что эквивалентно его определению по минимуму коэффициента трения согласно ГОСТ 23.224—86. Этот показатель является ключевым для характеристики редуктора, так как отражает его относительную энергоэффективность по сравнению с эталонным редуктором, номинальный момент которого известен (в данном случае 260 Н·м), и уровень надежности по критериям заедания и износостойкости, определяемым критической нагрузкой, т. е. моментом  $T_{2\text{оп}}$ . Как правило, при использовании штатного смазочного материала момент  $T_{2\text{оп}}$  совпадает с номинальным моментом, что подтверждается экспериментально [7]. Износостойкость червячной пары можно оценить при испытаниях на этой нагрузке на третьем этапе.

Первичные экспериментальные данные, полученные на втором этапе испытаний, приведены на рис. 2. Результаты испытаний второго этапа — зависимости коэффициента  $\eta$  от момента  $T_2$  на-

гружения (рис. 3, *a*—*в*) при использовании трех смазочных материалов (таблица).

Для минерального масла ТМ 5-18, как отмечалось в работе [7], номинальный момент совпадает с величиной  $T_{2\text{оп}}$ . Приведенные зависимости показывают также, что с повышением качества смазочного материала максимум КПД ( $\eta_{\text{max}}$ ) сдвигается в сторону увеличения момента  $T_{2\text{оп}}$ . Это подтверждает предположение, что с повышением энергоэффективности редуктора повышается и его надежность.

Таким образом, показано, что применение синтетического смазочного материала повышает нагрузочную способность редуктора на 20 % по сравнению с данными традиционной методики [8]. При добавлении к минеральному маслу модифицирующего состава нагрузочная способность

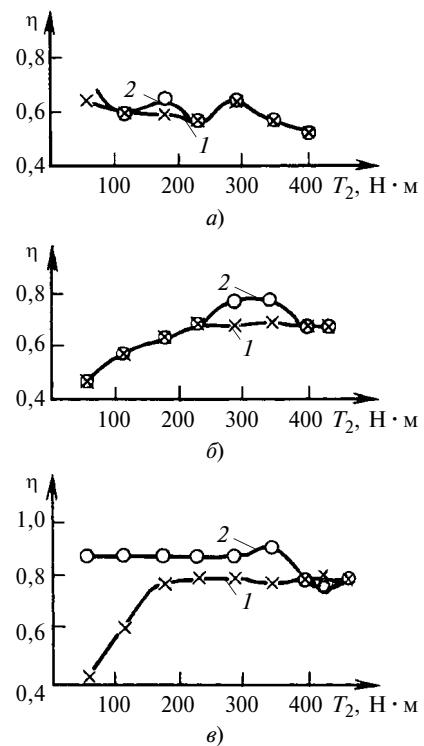


Рис. 3. Зависимости КПД  $\eta$  от тормозного момента  $T_2$  на тихоходном валу редуктора при смазывании:

*a* — минеральным маслом; *б* — синтетическим маслом; *в* — минеральным маслом с наномодифицированной добавкой "Стрибойл"; 1 — при нагружении редуктора; 2 — при разгружении редуктора

## Основные показатели энергоэффективности и надежности редуктора при испытаниях с различными смазочными материалами

Смазочный материал	$T_{20\text{п}}^*$ , Н·м	$T_{20\text{п}}/T_{\text{ном}}$ , %	$\eta_{\text{max}}$ , %
Минеральное масло ТМ 5-18 с присадками, ООО "Пушкинский завод"	270	1,01	65
Синтетическое масло ТМ 5-18 с присадками, ООО "Татнефть—Нижнекамскнефтехим"	320	1,20	78
Минеральное масло ТМ 5-18 с присадками и добавкой "Стрибайл", ООО "Пушкинский завод"	340	1,30	86

\* Момент соответствует  $\eta_{\text{max}}$

повышается до 30 %. Соответственно, возрастает и коэффициент полезного действия, существенно превышая в случае с на-номодифицированной добавкой "Стрибайл" нормативные значения, предусмотренные ГОСТом [1]: 0,86 вместо 0,78.

Основным критерием работоспособности, а следовательно, показателем надежности редуктора является максимально допускаемая нагрузка, которую со-ставляют со значениями моментов  $T_{20\text{п}}$  на тихоходном валу, соответствующих экстремумам КПД (см. рис. 3, *a—в*). Поэтому

можно сделать вывод: применение современных смазочных материалов и их подбор — два взаимосвязанных фактора, позволяю-щих повысить энергоэффективность и надежность червячного редуктора.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **ГОСТ Р 50891—96.** Редукторы общемашиностроительного приме-нения. Общие технические требова-ния. М.: Изд-во стандартов, 1996.

2. **Веселовский А. А.** Применение поверхности-упрочненного серого чугуна для изготовления червяков в

червячных передачах // Тяжелое ма-шиностроение. 2011. № 6. С. 32—35.

3. **Киселев Б. Р., Замятина Н. И., Годлевский В. А.** Оценка задиро-стойкости червячной пары при ис-пользовании трибоактивных присадок // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2013. № 10. С. 15—19.

4. **Поляков С. А.** Самоорганиза-ция при трении и эффект безызнос-ности: Монография. М.: РГАУ—МСХА, 2009. 108 с.

5. **Методические** основы подбора сочетаний конструкционных и смазочных материалов для узлов, рабо-тающих в условиях трения скольже-ния / С. А. Поляков, Л. И. Куксенова, В. В. Лычагин, С. Ю. Гончаров // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2013. № 8. С. 29—36.

6. **Методические** указания к ла-бораторным работам по курсу "Осно-вы проектирования машин". Ч. 2. / Л. П. Варламова, Б. А. Байков и др.; под ред. О. П. Леликова. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1997. 79 с.

7. **Вязников В. А.** Разработка ме-тодики прогнозирования техниче-ского состояния червячных передач по неравномерности вращения тихо-ходного вала: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: МГТУ им. Н. Э. Бау-мана, 2014. 19 с.

8. **Фомин М. В.** Червячные пер-едачи // Справочник. Инженерный журнал. 2011. № 4. С. 1—24.

## Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присыпать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой, кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14-й кегль, расстояние между строк 1,5).

### К статье прилагаются:

1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995, и может быть опубли-кована в открытой печати;

2) аннотация (1—3 предложения) и ключевые слова;

3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;

2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления ре-цензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высыпаются.

Минимальный срок публикаций — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).

# ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 621.951.41

С. В. КИРСАНОВ, д-р техн. наук, А. С. БАБАЕВ (Томский политехнический университет),  
e-mail: temkams@mail.ru

## Точность и шероховатость поверхностей глубоких отверстий, выполненных ружейными сверлами малых диаметров

Представлены результаты экспериментального исследования влияния режимов резания и профиля рабочих частей инструментов на точность и шероховатость поверхностей отверстий, полученных с помощью ружейных сверл диаметром 2,05 мм с твердосплавными и стальными стеблями.

**Ключевые слова:** ружейное сверло, отверстие, твердый сплав, точность, шероховатость.

The results of experimental research of influence of cutting modes and profiles of tools working parts on accuracy and roughness of surfaces of bores, obtained using gun drills with 2,05 mm diameter with hard alloy and steel cores are presented.

**Keywords:** gun drill, bore, hard alloy, accuracy, roughness.

В целях установления технологических возможностей ружейных сверл малых диаметров были проведены экспериментальные исследования — выполнены серии сверлений в кальцийсодержащей стали АЦ40Х (ТУ 14-1-3283—83) повышенной обрабатываемости отверстий диаметром  $2^{+0,1}$  мм и глубиной 40 мм на станке глубокого сверления ML 250-4-850 фирмы Tiefbohrtechnik (Германия). В качестве режущих инструментов использовали ружейные сверла с твердосплавными стеблями (РСТС) и со стальными стеблями (РССС) диаметром 2,05h5 мм (рис. 1) [1].

Режимы сверления: скорость резания  $v = 60; 80; 100$  м/мин; частота вращения сверла  $n = 9321; 12\,428; 15\,535$  мин $^{-1}$ ; подача на оборот  $S_0 = 0,0010 \div 0,0086$  мм/об; подача  $S = 16; 32; 48; 64; 80$  мм/мин; смазочно-охлаждающая жидкость (СОЖ) — МР-3 (ТУ 0258-041-57518521—2011); давление СОЖ  $p = 9 \div 13$  МПа.

После сверления измеряли диаметры, отклонение от круглости и шероховатость поверхностей отверстий. Для этого использовали нутромер повышенной точности фирмы Mitutoyo (Япония) с ценой деления 1 мкм; кругломер TalyRond 73 РС

фирмы Taylor-Hobson (Великобритания); трехмерный бесконтактный профилометр Micro Measure 3D Station фирмы STIL (Франция) и программу Surface Map 1.0.3.

Перед измерениями диаметров отверстий заготовки разрезали на кольца шириной 7 мм. С обеих сторон и в середине каждого кольца измеряли предельные ( $D_{\max}, D_{\min}$ ) диаметры отверстий и рассчитывали средний диаметр по формуле  $D_{cp} = (D_{\max} + D_{\min})/2$ .

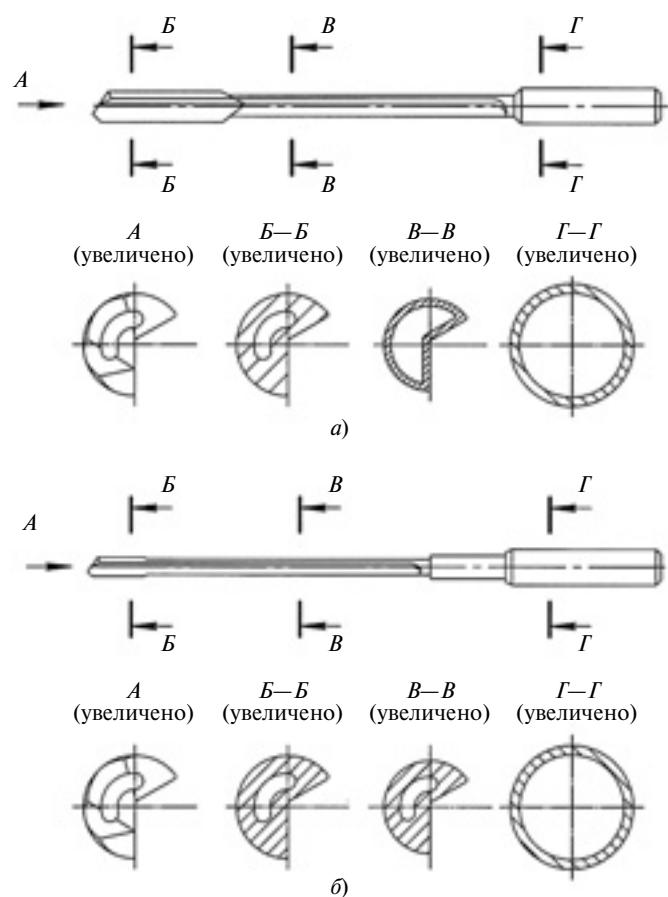


Рис. 1. Ружейные сверла со стальным (а) и твердосплавным (б) стеблями

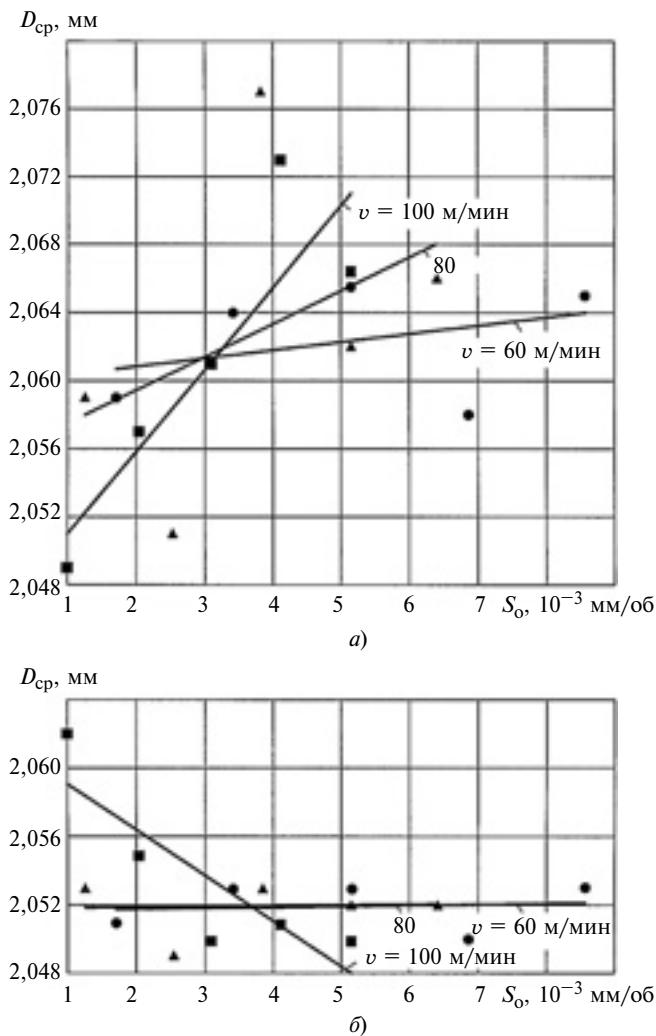


Рис. 2. Зависимости изменения среднего диаметра  $D_{cp}$  отверстий от подачи  $S_0$  и скорости  $v$  резания для сверл со стальным (а) и твердосплавным (б) стеблями ( $p = 9 \div 13$  МПа, СОЖ — МР-3)

Для определения отклонений  $\Delta_{kp}$  от круглости использовали щуп длиной 108 мм с рубиновой сферой диаметром 0,8 мм. Условия измерений: увеличение  $\times 2000$ , частотный фильтр Гаусса 1-50, за оборот шпинделя прибора записывалось 1780 точек профиля отверстия.

Для определения шероховатости полученные кольца разрезали фрезерованием для обеспечения доступа лазерного луча к контролируемой поверхности. Разрешающая способность профилометра по направлению сканирования составила 1 мкм, скорость перемещения образца — 0,03 мм/с, длина трассирования — 2 мм (рекомендации ISO 4288—1996). Для выделения шероховатости использовали фильтрацию сигнала функцией Гаусса с шагом 0,08 мм.

Исследования показали следующее.

Разбивка отверстий (разница между средним диаметром отверстия и диаметром сверла) при исполь-

зовании РССС с увеличением скорости резания увеличивалась до 0,020 мм (рис. 2, а). При использовании РСТС на скоростях резания  $v = 60$  и 80 м/мин с увеличением подачи разбивка не изменялась и составила 0,002 мм, а на скорости  $v = 100$  м/мин — уменьшилась от 0,008 мм до нуля (рис. 2, б).

У отверстий, полученных с помощью РССС на скоростях резания  $v = 60$ ; 80; 100 м/мин при подачах  $S_0 < 0,003$  мм/об и  $S_0 > 0,007$  мм/об, отклонение  $\Delta_{kp}$  от круглости увеличивается соответственно в 8 и 6 раз (рис. 3, а). При использовании РСТС отклонение от круглости практически не изменяется и равно 0,8 мкм (рис. 3, б). Скорость резания в диапазоне 60÷100 м/мин для обоих типов сверл не

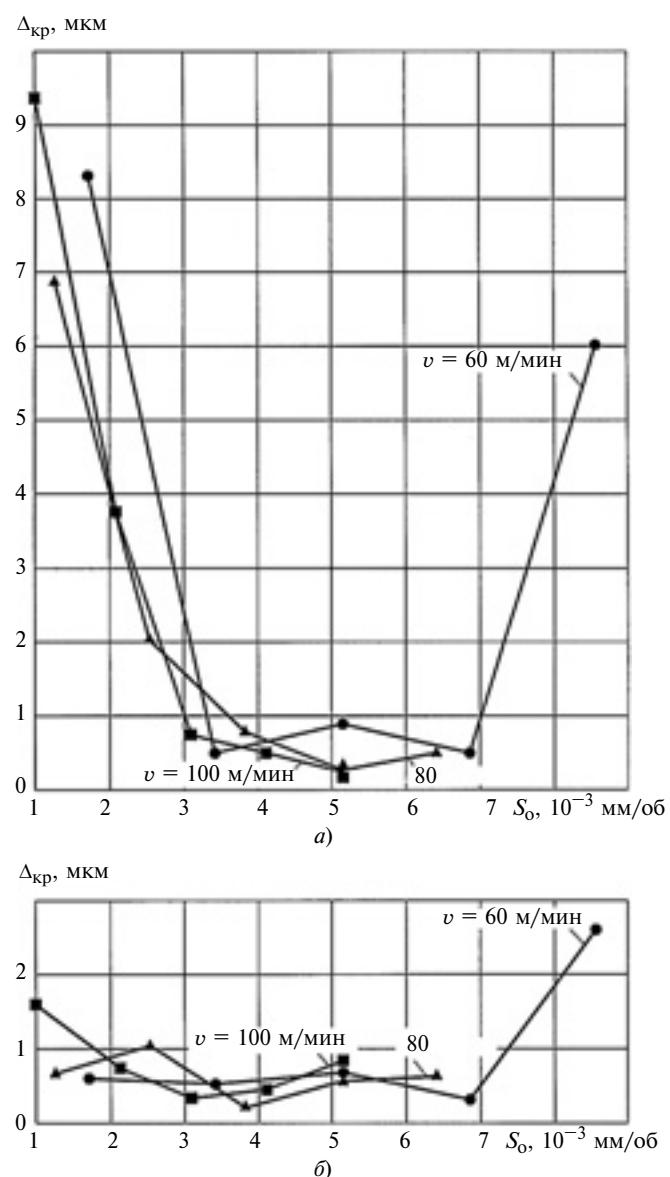


Рис. 3. Зависимости изменения показателя  $\Delta_{kp}$  отклонения от круглости подачи  $S_0$  и скорости  $v$  резания для сверл со стальным (а) и твердосплавным (б) стеблями ( $p = 9 \div 13$  МПа, СОЖ — МР-3)

оказывает существенного влияния на отклонение от круглости.

Шероховатость поверхностей отверстий, полученных с помощью РССС, с увеличением подачи повышается примерно в 3 раза (рис. 4, а), а при использовании РСТС — в 1,5 раза (рис. 4, б). Изменение скорости резания в диапазоне 60÷100 м/мин при использовании РСТС меньше влияет на шеро-

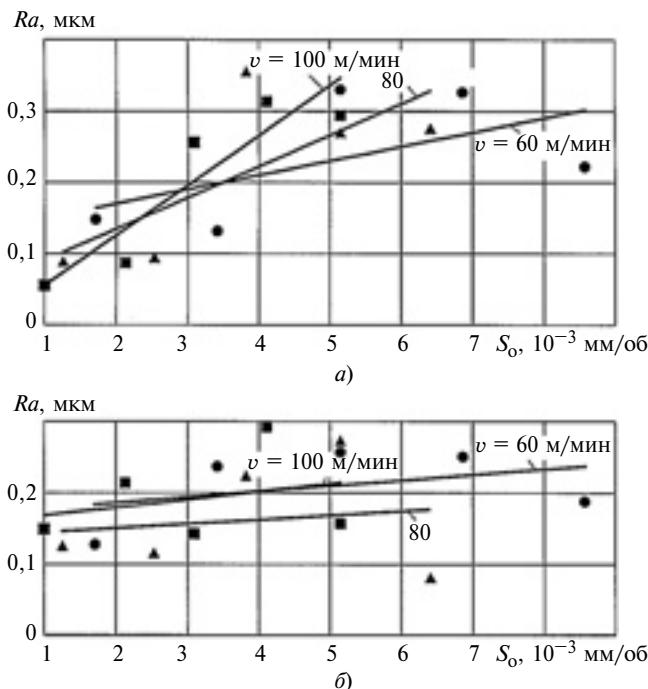


Рис. 4. Зависимости изменения параметра  $R_a$  шероховатости поверхности отверстия от подачи  $S_0$  и скорости  $v$  резания для сверл со стальными (а) и твердосплавными (б) стеблями ( $p = 9 \div 13$  МПа, СОЖ — МР-3)

#### Показатель точности рабочей части ружейного сверла

Профиль ружейного сверла	$D_{cp}$ , мм	$\sigma^2(D_{cp})$ , $10^{-6}$ мм $^2$	$\Delta_{kp}$ , мкм	$\sigma^2(D_{kp})$ , мкм $^2$	$R_a$ , мкм	$\sigma^2(R_a)$ , мкм $^2$
<i>G</i>	2,050	2	0,28	0,006	0,167	0,009
<i>A</i>	2,054	7	0,25	0,004	0,162	0,009
<i>C</i>	2,054	6	0,46	0,062	0,173	0,006

ховатость поверхности отверстия, чем при использовании РССС.

Большое влияние на точность отверстий оказывает профиль рабочих частей в сечении *Б—Б* (см. рис. 1) [2]. Для оценки данного влияния сверлами с твердосплавными стеблями с профилями *A*, *C* и *G* (рис. 5) было просверлено 27 отверстий (по 9 отверстий каждым сверлом) на режиме:  $v = 90$  м/мин;  $n = 13\,982$  мин $^{-1}$ ;  $S_0 = 0,0046$  мм/об;  $p = 9 \div 13$  МПа.

Анализ результатов измерений (таблица) показал следующее.

Средний диаметр  $D_{cp}$  отверстий, полученных сверлами с профилем *G*, равен номинальному диаметру сверла, т. е. разбивка отверстий отсутствует. При использовании сверл с профилями *A* и *C* разбивка составила 0,004 мм.

Отклонение  $\Delta_{kp}$  от круглости отверстий, полученных сверлами с профилями *A* и *G*, соответственно в 1,6 и 1,8 раза меньше, чем с профилем *C*.

Параметр шероховатости  $R_a$  поверхностей отверстий, полученных сверлами с профилями *A*, *C* и *G*, изменяется незначительно и находится в пределах 0,162÷0,173 мкм.

Таким образом, установлено, что технологические возможности (точность, шероховатость поверхности отверстий) РСТС при сверлении глубоких отверстий малых диаметров значительно выше технологических возможностей РССС, что объясняется их большей жесткостью.

Авторы выражают благодарность руководству фирмы Botek (Германия) и ООО Трансет (г. Санкт-Петербург) за ружейные сверла, специально изготовленные для данного исследования.

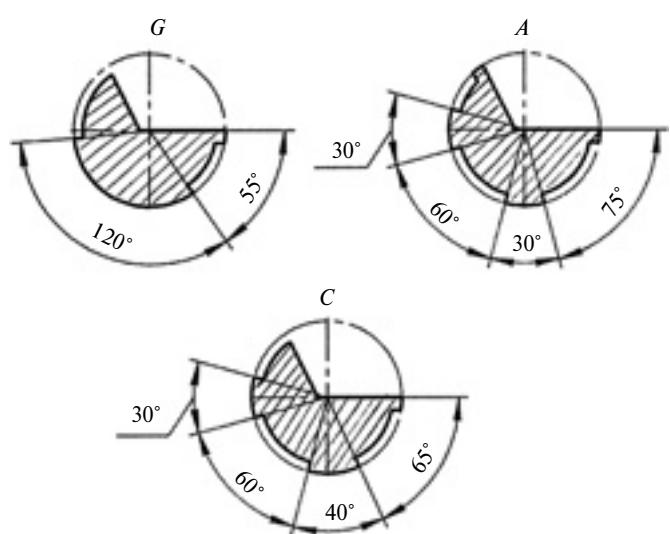


Рис. 5. Варианты профилей (поперечное сечение рабочей части сверла) и их обозначения

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Кирсанов С. В., Бабаев А. С. Твердосплавные ружейные сверла малых диаметров // СТИН. 2012. № 8. С. 26—27.
2. Обработка глубоких отверстий в машиностроении / С. В. Кирсанов, В. А. Гречишников, С. Н. Григорьев, А. Г. Схицладзе; под общ. ред. С. В. Кирсанова. М.: Машиностроение, 2010. 344 с.

## Исследование дисперсных металлических порошковых систем Al-3d с использованием электрофизической обработки

Представлены результаты исследований композиционных материалов на основе порошковых систем Al-3d, прошедших обработку ВЧ-плазмой.

**Ключевые слова:** плазма, порошковый материал, алюминий, железо, кристаллическая модификация, интерметаллиды.

The research results of composite materials on the base of Al-3d powder systems after high frequency plasma processing are presented.

**Keywords:** plasma, powder material, aluminum, iron, crystalline modification, intermetallics.

Актуальным направлением повышения эксплуатационных свойств изделий является создание новых композиционных материалов на основе интерметаллидов. В этой области порошковая металлургия в сочетании с методами электрофизической обработки имеет неоспоримые преимущества: возможность получения материалов с повышенными механическими и эксплуатационными свойствами, сокращение потребляемой электроэнергии, расхода материалов и времени, возможность использования в качестве исходных материалов отходов металлургического и машиностроительного производств.

Сплавы на основе алюминия, как правило, представляют собой многокомпонентные гетерофазные системы, основу которых составляет твердый раствор замещения. Растворяясь в твердом алюминии, атомы легирующих химических элементов замещают атомы алюминия в узлах кристаллической решетки, что приводит к упрочнению материала. Однако растворимость большинства легирующих химических элементов в алюминии при нормальной температуре мала и в литом состоянии механические свойства сплавов низки. Для повышения прочности алюминиевые сплавы подвергают упрочняющей термической обработке: закалке с последующим искусственным старением. Термическая обработка существенно изменяет структурно-фазовый состав сплавов и, следовательно, их физико-химические, механические и технологические свойства. Оптимальное легирование в сочетании с эффективными режимами термической обработки позволяет получать сплавы с различными свойствами, в том числе высокопрочные.

В настоящее время по прочности некоторые литьевые алюминиевые сплавы не только не уступают деформируемым сплавам, но и превосходят их.

Один из наиболее распространенных методов получения материалов с особыми механическими, электрическими и другими свойствами основан на использовании фазовых превращений (ФП), происходящих в сплавах, например, при изменении температуры. Свойства сплавов определяют их кристаллическая и субмикроскопическая структуры, последняя обуславливает наличие неоднородностей, размеры которых значительно превышают межатомные расстояния. При этом микроструктура определяется размерами, формами и взаимным расположением частиц новых фаз, формируемых при ФП. Изменение микроструктуры может радикально изменить свойства сплава, например его прочность или пластичность.

Для большинства сплавов свойственны так называемые фазовые переходы упорядочения, при которых перераспределение атомов происходит в масштабе межатомных расстояний, что приводит к появлению упорядоченной фазы, в которой атомные позиции становятся неэквивалентными для заполнения разными атомами. Кристаллическая решетка неупорядоченной фазы распадается на несколько подрешеток, в каждой из которых концентрация атомов отличается от среднего значения по сплаву. В сплавах Fe—Al при понижении температуры переход в эту фазу происходит в два этапа: при температуре  $T_{c1}$  сплав переходит в фазу FeAl, упорядоченную по типу CuZn, при более низкой температуре  $T_{c2}$  происходит второй фазовый переход, т. е. так называемое доупорядочение  $\text{FeAl} \rightarrow \text{Fe}_3\text{Al}$ .

Несмотря на то что система Fe—Al считается хорошо изученной, анализ большого числа публикаций показал, что приводимые данные зачастую разрознены и противоречивы. Согласно диаграмме состояния системы Fe—Al [1—3] алюминий с железом образует твердые растворы, интерметаллические соединения и эвтектику, а также существуют твердые фазы:  $\text{Fe}_3\text{Al}$  ( $\beta_1$ );  $\text{FeAl}$  ( $\beta$ ) — разупорядоченная;  $\text{FeAl}$  ( $\beta_2$ ) — упорядоченная;  $\text{Fe}_2\text{Al}_3$  ( $\varepsilon$ );  $\text{FeAl}_2$  ( $\xi$ );  $\text{FeAl}_3$  ( $\theta$ );  $\text{Fe}_2\text{Al}_5$  ( $\eta$ ). Преимущество сплавов на основе  $\text{Fe}_3\text{Al}$  — высокая стойкость к окислению и сульфидной коррозии, при этом их стоимость ниже стоимости многих коррозионностойких сталей; недостаток — низкотемпературная хрупкость [4], причиной которой для упорядоченных сплавов на основе  $\text{Fe}_3\text{Al}$  с содержанием алюминия более 5 ат. % является насыщение их водородом, об-

разующимся при взаимодействии алюминия с парами воды, содержащимися в воздухе.

В работе [4] представлен анализ термохимических свойств для фаз системы Fe—Al в широком интервале температур и концентраций на основе модели идеального раствора. При моделировании учитывались термодинамические функции следующих химических элементов и соединений: газообразных (Al, Al<sub>2</sub>, Fe) и конденсированных (Fe, Al, FeAl, FeAl<sub>2</sub>, FeAl<sub>3</sub>, Fe<sub>2</sub>Al<sub>5</sub>). Свойства конденсированных соединений FeAl, FeAl<sub>2</sub>, FeAl<sub>3</sub>, Fe<sub>2</sub>Al<sub>5</sub> рассчитаны по методикам, описанным в работе [5] с учетом данных работы [6]. Для всех групп Fe<sub>x</sub>Al<sub>y</sub> при изменении исходного содержания железа изменяется концентрация ассоциатов. Так, при температуре 1873 К максимальное содержание C<sub>max</sub> ассоциата FeAl составляет 0,368 при исходном соотношении химических элементов Fe:Al = 1:1; для ассоциата FeAl<sub>2</sub> при исходном Fe:Al = 1:2 C<sub>max</sub>[FeAl<sub>2</sub>] = 0,0221; C<sub>max</sub>[FeAl<sub>3</sub>] = 0,267 при Fe:Al = 1:3; C<sub>max</sub>[Fe<sub>2</sub>Al<sub>5</sub>] = 0,00053742 при Fe:Al = 2:5.

Анализ подвижности и перераспределения атомов внедрения, замещения и вакансий важен для объяснения аномального изменения механических свойств (Fe—Al)-сплавов при нагревании. В работе [7] (Fe—Al)-сплавы условно разделены на три группы: сплавы с содержанием 11,7÷16,3 % Al, имеющие после закалки неупорядоченную A2-структуру ОЦК-твердых растворов и склонные к ближнему упорядочению по типу DO<sub>3</sub> при старении; сплавы с 19,6÷22,5 % Al, имеющие при высоких температурах неупорядоченную A2-структуру и при низких температурах склонные к дальнему упорядочению по типу DO<sub>3</sub>; сплавы с 28,4÷40,0 % Al, в которых формируются A2-, B2-, DO<sub>3</sub>-структуры твердого раствора в зависимости от режима обработки.

Перспективными являются методы синтеза интерметаллических композиций, основанные на использовании редокс-процессов, которые протекают в растворах, содержащих ионы целевого металла [8]. Поэтому целесообразно рассмотреть поведение данной композиции в условиях электрического газового разряда, создающего предпосылки фазовых переходов.

Один из эффективных методов электрофизической обработки композиционных материалов заключается в воздействии высокочастотной индукционной плазмой (ВЧИ-плазмой) пониженного давления с возможностью варьирования температуры обработки и значений параметров ионного потока, поступающего из плазмы на обрабатывающий материал [9], на следующих режимах: рабочее давление  $p = 1,33 \div 13,3$  Па, частота электромагнитного поля генератора  $f = 1,76$  МГц, потребляемая мощность  $N = 2 \div 18$  кВт.

Была поставлена задача — получить дисперсный композиционный материал на основе интерметал-

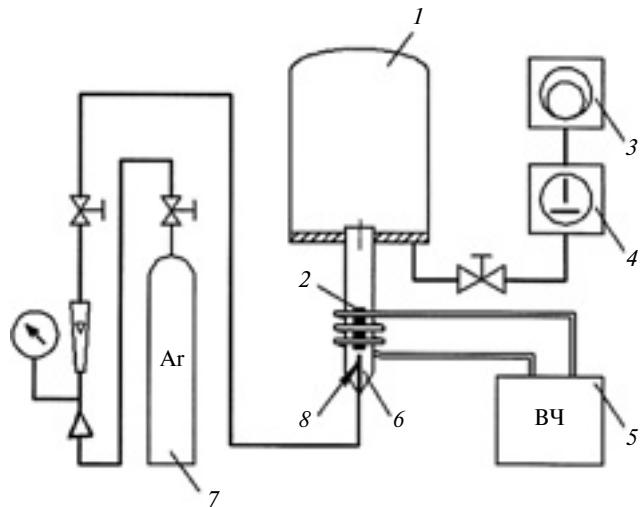


Рис. 1. Схема экспериментальной установки ВЧИ-разряда для обработки порошкового материала:

1 — вакуумная камера; 2 — углеволокнистый стакан (или кварцевая колба) с порошком; 3 — пластиначато-роторный вакуумный насос; 4 — двухроторный вакуумный насос; 5 — ВЧ-генератор; 6 — вакуумная камера; 7 — баллон с аргоном; 8 — глухая трубка для установки стакана из углеволокна с осевым отверстием для подачи газа

лидов методом электрофизической обработки порошкового материала с соотношением химических элементов Fe:Al = 70:30.

Исследование воздействия ВЧИ-плазмы пониженного давления на композиционный порошковый материал, полученный электрохимическим методом, описанным в работе [8], осуществляли поочередным введением в плазменную струю в стакане из углеволокна марки Урал 2-22р (образец 2) и в кварцевой колбе (образец 3). Порошок был дегазирован в вакууме при давлении  $p = 10$  Па. Схема экспериментальной установки представлена на рис. 1. В качестве плазмообразующего газа использовали аргон.

Ниже приведены технологические параметры высокочастотного индукционного (ВЧИ) разряда пониженного давления:

Давление в камере $p_k$ , Па	20÷30
Подача плазмообразующего газа $G$ , г/с	0,004÷0,005
Сила тока анода $I_a$ , А	0,8÷1,2
Напряжение на аноде $U_a$ , кВ	7,8
Время обработки $T_{об}$ , с	5÷10

Полученные образцы исследовали на энергодисперсионном анализаторе химического состава (ЭДАР) с помощью растрового электронного микроскопа (РЭМ). Рентгенографический анализ выполняли на аппаратурно-программном комплексе на базе рентгеновского дифрактометра D8 Advance (Bruker Axs, Германия). Использовали монокроматизированное Cu-К $\alpha$ -излучение, длина волны  $\lambda = 0,15406$  нм, напряжение на рентгеновской трубке 40 кВ, сила тока 30 мА, шаг сканирования для обзорных рентгенограмм  $2\theta = 0,05^\circ$  (для уточнения —  $2\theta = 0,01^\circ$ ), экспозиция в точках 1 и 5 соот-

ветственно, угловой интервал регистрации спектров  $2\theta = 3\text{--}90^\circ$ . Рентгенографический анализ образцов порошка проводили в геометрии Брэгга–Брентано на отражение.

Фазовую диагностику осуществляли сопоставлением экспериментально полученных межплоскостных расстояний  $d$  и относительных интенсивностей  $J_{\text{от}}$  рефлексов с эталонными рентгенографическими данными из международной картотеки порошковых данных PDF-2 [10]. Для этого порошок наносили на предметный столик и для создания проводящей поверхности порошкообразного материала тончайший слой углерода, наносимый на стекло в вакуумной установке ВУП-4.

Под воздействием ВЧИ-плазмы на образец с соотношением  $\text{Fe:Al} = 7:3$  образуется интерметаллид. Измерение фазового состава исследуемой системы в процессе обработки ВЧ-плазмой и идентификацию вновь образованных соединений осуществляли с помощью рентгеновского фазового анализа. При этом руководствовались следующим [11]:

регистрируемая дифракционная картина — совокупность угловых положений ( $\theta$ ) и межплоскостных расстояний, формы профиля и интенсивности  $J(\theta)$  рефлексов — характеризует данное кристаллическое вещество и используется для диагностирования;

дифрактограмма (рентгеновский спектр) конкретного вещества образуется независимо от присутствия в смеси других составляющих;

смесь нескольких индивидуальных химических соединений дает рентгеновский профиль, являющийся суммой (наложением) дифракционных картин каждого индивидуального вещества.

На рис. 2 представлены дифрактограммы полученных образцов; по оси ординат — интенсивность  $I_{\text{р.о.}}$  рентгенографических отражений, по оси абсцисс — угловой интервал  $2\theta$  сканирования. Для наглядности дифрактограммы показаны со смещением по оси ординат.

Дифрактограмма исходной смеси  $\text{Fe:Al} = 7:3$  (образец 3) представляет собой аддитивный профиль двухфазной системы (см. рис. 2, зависимость 3), на которой присутствуют отражения  $\alpha\text{-Fe}$ - и Al-кубических модификаций.

Рентгенографический анализ образцов, прошедших обработку, показал, что кроме исходных химических веществ имеют место вновь образованные фазы (рис. 3, 4; см. рис. 2, зависимости 2 и 3), а именно: кубическая модификация  $\text{AlFe}$  и моноклинный алюмоферрит  $\text{Al}_{13}\text{Fe}_4$ . Однако диагностика Al в данном случае затрудняется перекрыванием его рентгенографических отражений рефлексами алюмоферритов и железа, за исключением рефлекса  $d \approx 0,233 \text{ нм}$ , особенно в образце 3.

В образце 3 наблюдаются фазы  $\alpha\text{-Fe}$  и  $\text{AlFe}$  (см. рис. 2, зависимости 3 и рис. 3). Диагностика  $\text{Al}_{13}\text{Fe}_4$

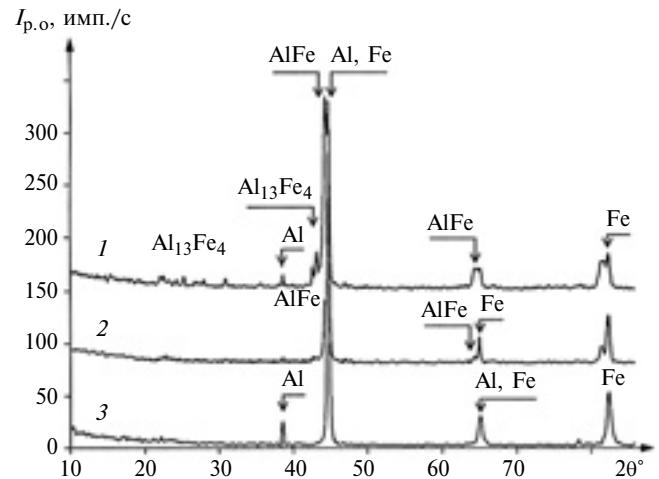


Рис. 2. Дифрактограммы исходной смеси фазового состава:  $\alpha\text{-Fe} + \text{Al}$  с соотношением  $\text{Fe:Al} = 7:3$  (1) и продуктов синтеза, полученных в стакане из углеволокна (2) и в кварцевой колбе при высоком разряжении (3)

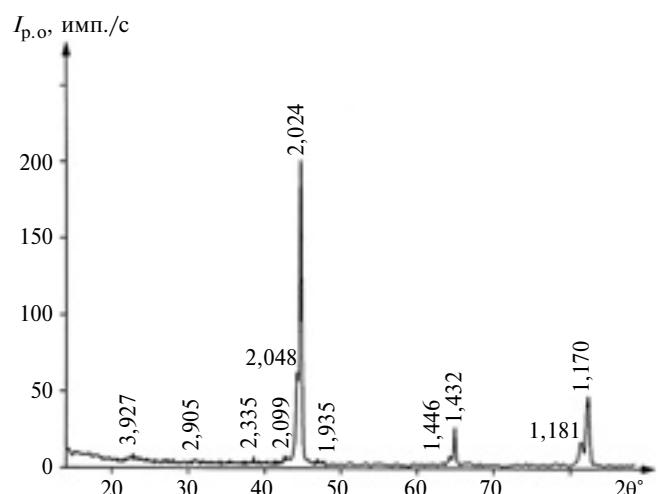


Рис. 3. Дифрактограмма образца 3, полученного при исходном соотношении  $\text{Fe:Al} = 7:3$  в кварцевой колбе при высоком разряжении

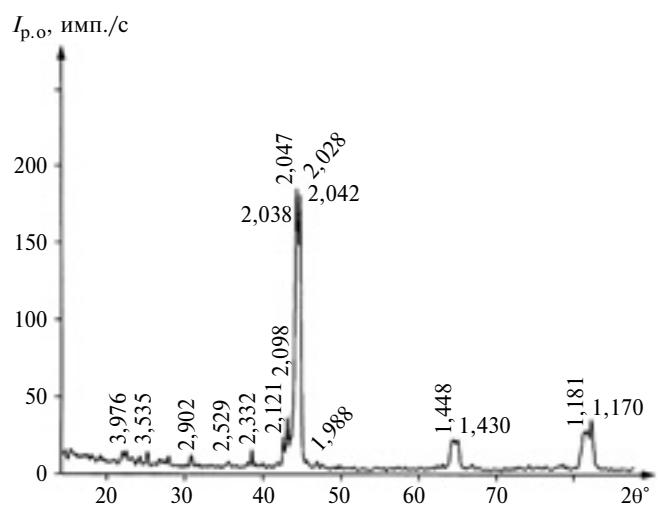


Рис. 4. Дифрактограмма образца 2, полученного при исходном соотношении  $\text{Fe:Al} = 7:3$  в стакане из углеволокна

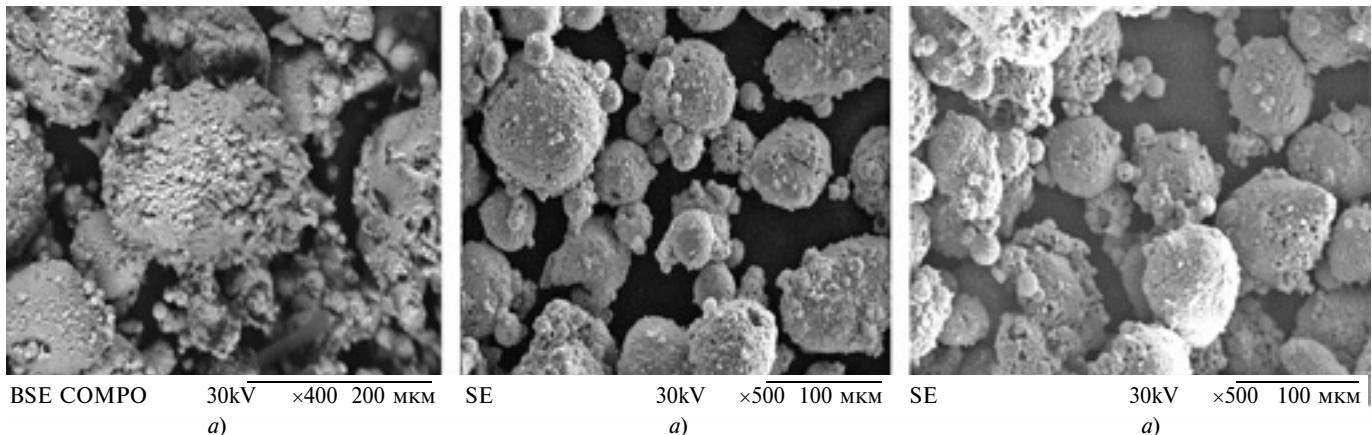


Рис. 5. Фотографии образцов 1 (а), 2 (б) и 3 (в) при увеличении ×500

вызывает определенные трудности, поскольку рефлексы отличаются очень низкой интенсивностью и фиксируются на уровне чувствительности рентгенографического метода, что может свидетельствовать о низкой концентрации данной фазы в системе и требует подтверждения независимыми методами анализа.

В образце 2, кроме рефлексов исходных алюминия и  $\alpha$ -Fe, уверенно диагностируются интерметаллиды: моноклинный  $\text{Al}_{13}\text{Fe}_4$ ,  $\text{AlFe}$  и  $\text{Al}_{0,4}\text{Fe}_{0,6}$  кубической модификации (см. рис. 2, зависимость 2, и рис. 3, 4). Кроме того, присутствует неидентифицируемая фаза с межплоскостным расстоянием  $d \approx 0,212$  нм, которая предположительно является  $\text{Al}_2\text{Fe}$  триклиновой модификации (см. рис. 4). Эта информация требует уточнения, поскольку идентификация по одному рефлексу ненадежна.

Все три образца (рис. 5, а–в) состоят из глубоких (шаровидных) частиц разного диаметра (от 1 до 200 мкм). Крупные частицы состоят из сотен мелких частиц. Встречаются отдельные скопления размером 10÷50 мкм из нескольких шариков. Образец, полученный синтезом в стакане из углеволокна, отличается шероховатой поверхностью микроглобул, образованных выделяющимися скоплениями из мельчайших частичек, повышенным числом дефектов текстуры и имеет оплавленные поверхности, по-видимому, образованные под действием плазмы (см. рис. 5, а).

Микрозондовый элементный анализ полученных образцов на содержание железа и алюминия проводили в двух режимах: определение общего содержания (усредненное по площади снимка) и определение локального содержания в выбранной точке. Измеряли интенсивность К $\alpha$ -линий рентгеноносного излучения на растровом электронном микроскопе, оснащенном приставкой ЭДАР.

Очевидно, что результаты электронной микроскопии с сопутствующим микроанализом указывают как на общие для исследуемых образцов, так и

на особенные признаки. Установлено, что соотношение химических элементов зависит и от исследуемого образца, и от выбранного участка поверхности, что указывает на стохастический характер распределения химических элементов как в пределах поверхности, так и в объеме.

Таким образом, показано, что использование ВЧИ-разряда позволяет получать интерметаллиды на основе порошкового материала, содержащего элементные  $\alpha$ -Fe и Al в заданном соотношении.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Диаграммы состояния двойных металлических систем: Справочник. Т. 1 / Под ред. Н. П. Лякишева. М.: Машиностроение, 1996. С. 144–148.
2. Sikka V. K., Viswanathan S., McKaamey C. G. Development and commercialization status of  $\text{Fe}_3\text{Al}$  based intermetallic alloys // Struct. intermetallics: Champion. 1993. 112 p.
3. Besmann T. M., Gallois B. M. Mat. research society: MRS symp. proc., PA. Pittsburgh. 1990. 168 p.
4. Rees Jr. W. S. CVD of Nonmetals. Weinheim: VCH, 1996. 405 p.
5. Atomic layer epitaxy of AlAs and  $(\text{AlAs})_n(\text{GaAs})_n$  superlattices with a new aluminum source ethyldimethylamine alane / S. Hirose, N. Kano, K. Hara and ot. // J. Cryst. Growth. 1997. V. 172. N. 1. P. 13–20.
6. Growth of columnar aluminum nitride layers on Si (II) by molecular-beam epitaxy / S. H. Karmann, P. D. Schenk, U. Kaiser and ot. // Mater. sci. eng. 1997. B50. N. 2. P. 228–235.
7. Aluminum nitride films on different orientations of sapphire and silicon / K. Dovidenko, S. Oktyabrsky, J. Narayan, M. Razeghi // J. Appl. Phys. 1996. V. 79. N. 12. P. 2439–2450.
8. Dresvyannikov A. F., Kolpakov M. E. Chemical synthesis of alpha-iron in aqueous  $\text{FeCl}_3$ . // Materials research bulletin. 2002. V. 37. N. 2. P. 291–296.
9. Абдуллин И. Ш., Желтухин В. С., Кудинов В. В. Физическая модель взаимодействия высокочастотной плазмы с твердыми телами в динамическом вакууме // Физ. и хим. обработка материалов. 2003. № 4. С. 45–51.
10. Smith F. Industrial Applications of X-Ray Diffraction. USA. Illinois. 1999. 1024 p.
11. PDF-2. release 2000. Powder Diffract File. Manual Fink Method. Inorganic. USA. Pennsylvania: ICPDS, 1977.

О. В. ЗАХАРОВ, д-р техн. наук, А. Ф. БАЛАЕВ, канд. техн. наук, А. П. БОЧКАРЕВ (Саратовский ГТУ им. Ю. А. Гагарина), e-mail: zov17@mail.ru

## Формообразование сферических поверхностей на бесцентровых суперфинишных станках с продольной подачей

Приведены обоснования метода формообразования сферических поверхностей на бесцентровых суперфинишных станках с продольной подачей. Рассмотрен численный метод профилирования валков станка при обработке сферических поверхностей, показан пример расчета профиля валка.

**Ключевые слова:** суперфинишный станок, сферическая поверхность, профилирование.

The substantiations for method of geometry generation of spherical surfaces on centerless superfimishing machines with longitudinal feed are given. The numerical method of profiling of machine rollers at processing of spherical surfaces is considered, the example of analysis of roller profile is shown.

**Keywords:** superfimishing machine, spherical surface, profiling.

Традиционная схема финишного формообразования сферических поверхностей (шаров) в подшипниковом производстве представляет собой доводку между двумя чугунными дисками с кольцевыми канавками [1]. Обработка осуществляется под большим давлением в течение нескольких часов. Известны различные технические решения, направленные на совершенствование процесса путем изменения кинематики движения, конструкции дисков, применения новых материалов [2—4], реализованные в серийно изготавляемых станках или промышленных образцах установок. Данная технология обеспечивает высокую точность формы и низкую шероховатость поверхности, однако в результате высоких удельных нагрузок в поверхностных слоях возникает дефектный слой с неблагоприятным распределением остаточных напряжений [5].

Авиационно-космическая отрасль предъявляет повышенные требования как к техническим характеристикам подшипников, так и к их массовым параметрам. Так, в авиационных подшипниках применяют шарики со степенью точности 20 и более, у которых допуски не превышают: на диаметр — 1 мкм; сферичность — 0,5 мкм; волнистость — 0,05 мкм; шероховатость — 0,02 мкм.

Для обеспечения этих требований были разработаны шары из керамических и композиционных материалов [6] и полые тонкостенные шары [7]. Однако в данном случае традиционная технология обработки оказалась малоэффективной.

Попытки решить данную проблему привели к созданию схемы бесцентрового шлифования ша-

ров на станках с продольной подачей [8], где, в отличие от известной схемы, ведущий круг был выполнен с винтовой канавкой несимметричного профиля, а шлифовальный круг снабжен кольцевыми канавками. Такое решение обеспечило вращение шара под действием силы трения при взаимодействии с ведущим кругом и дополнительное вращение в результате периодического прерывания контакта со шлифовальным кругом.

Основное преимущество разработанного метода обработки заключается в высокой производительности. Вместе с тем точечный контакт заготовки со шлифовальным кругом и малое время контакта, лимитируемое длиной кругов, шагом винтовой канавки и частотой вращения ведущего круга, не позволяют достичь малых значений волнистости и шероховатости поверхности обрабатываемых шаров. Поэтому целесообразно использование финишной обработки абразивными брусками.

Анализ опыта зарубежных производителей и проведенные исследования показали возможность бесцентрового суперфиниширования сферических поверхностей на станках с продольной подачей. Обработка осуществляется на серийных станках ВШ-774, SZZ-3 с использованием гладких валков сложной формы наружной поверхности. При установке угла разворота валков в диапазоне  $0,5 \div 1^\circ$  время обработки составляет от 30 до 90 с. Если наладочные параметры станка обеспечивают равномерное вращение шара и его вращение в разных плоскостях, то сетка рисок равномерно покрывает поверхность. В этом случае гарантируется снижение волнистости и шероховатости обрабатываемой поверхности.

Одна из ключевых задач бесцентрового суперфиниширования сфер заключается в расчете профиля валков. До настоящего времени эта задача не была решена в публикациях [9, 10].

Поверхность обрабатываемых заготовок приближается к идеальной поверхности, образованной двумя производными линиями. Образующая формируется как огибающая к семейству вспомогательных прямых осцилляции абразивных брусков, а направляющая — окружностью вращения заготовки на валках. Валковая система станка обеспечивает базирование и подачу заготовок, ее можно рассматривать как пространственный механизм с перекрещивающимися осями.

Предлагаемый подход к теоретическому описанию процесса формообразования основан на том,

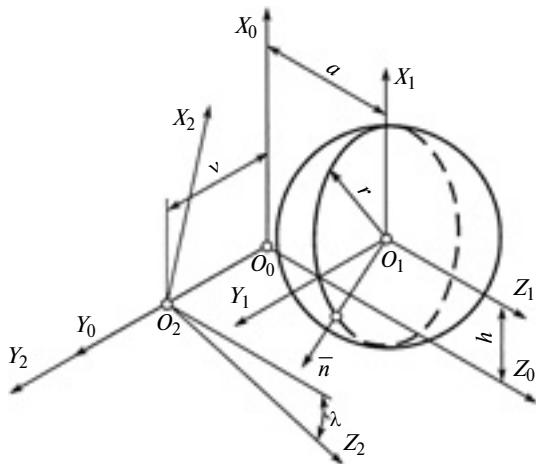


Рис. 1. Координатная схема профилирования

что форма заготовки однозначно формируется траекторией ее движения относительно шлифовальных брусков станка. Для профилирования валков использовали численное решение, так как традиционный метод исследования пространственных зацеплений, построенный на векторно-матричных преобразованиях координат и кинематическом условии огибания поверхностей, не позволяет определить все неизвестные параметры.

Введем следующие координатные системы (рис. 1):  $S_0 (X_0, O_0, Y_0, Z_0)$  — условно неподвижная система станка;  $S_1 (X_1, O_1, Y_1, Z_1)$  — система заготовки шара;  $S_2 (X_2, O_2, Y_2, Z_2)$  — система левого валка. Система координат  $S_2$  относительно системы  $S_0$  повернута вокруг оси  $\bar{Y}$  по часовой стрелке на угол  $\lambda$  (половина угла перекрещивания осей валков) и смешена по оси  $X$  на величину  $h$  (наладочное смещение) и по оси  $Y$  на величину  $v$  (половина кратчайшего межосевого расстояния валков). Система координат  $S_1$  относительно системы  $S_0$  смешена по оси  $Z$  на величину  $a$ .

Сферическая поверхность заготовки в системе  $S_0$  описывается уравнениями:

$$\left. \begin{array}{l} X_0 = -r\sin\beta; \\ Y_0 = r\cos\alpha\cos\beta; \\ Z_0 = r\sin\alpha\cos\beta, \end{array} \right\} \quad (1)$$

где  $r$  — радиус сферы;  $\alpha, \beta$  — независимые угловые координаты сферы.

Установим, что поверхность валка — огибающая траекторий движения точек на поверхности сферы. Необходимо найти точки контакта сферы и валка в каждом текущем положении, заданном координатой  $a$ . Контактные точки можно определить из условия пересечения нормали к поверхности сферы и оси валка. Задав некоторое сечение валка и изменяя величину  $a$  в интервале, соответствующем осевой координате заданного сечения, получим совокупность контактных точек при относительном

движении сферы. Затем выберем точку на поверхности сферы с минимальным радиусом в системе координат  $S_2$ , которая и будет профилирующей, так как наиболее близко расположена к оси валка.

Выполнив последовательно преобразования уравнений (1) из системы  $S_1$  в  $S_0$ , а затем в систему  $S_2$ , получим выражения для семейства поверхностей сферы в относительном движении:

$$\left. \begin{array}{l} X_2 = A\cos\lambda - B\sin\lambda; \\ Y_2 = r\cos\alpha\cos\beta - v; \\ Z_2 = A\sin\lambda + B\cos\lambda. \end{array} \right\} \quad (2)$$

Здесь  $A = h - rs\sin\beta$ ;  $B = rs\sin\alpha\cos\beta + a$ , где  $a$  — смещение сферы вдоль валков относительно проекции точки перекрещивания их осей.

Условие пересечения нормалей к поверхности сферы с осью валка, составленное в системе  $S_0$ , имеет вид:

$$\begin{vmatrix} h - rs\sin\beta & r\cos\alpha\cos\beta - v & rs\sin\alpha\cos\beta + a \\ -\sin\beta & \cos\alpha\cos\beta & \sin\alpha\cos\beta \\ \sin\lambda & 0 & \cos\lambda \end{vmatrix} = 0. \quad (3)$$

Из выражения (3) установим связь между угловыми координатами  $\alpha$  и  $\beta$ :

$$\operatorname{tg}\beta = \cos\alpha(h - atg\lambda)/v - \sin\alpha\operatorname{tg}\lambda. \quad (4)$$

Таким образом, окончательно поверхность валка описана уравнениями (1), (2), (4). Профиль валка как тела вращения целесообразно задавать координатами  $(Z_2, R_2)$ , где  $R_2 = \sqrt{X_2^2 + Y_2^2}$ . Однако в этом случае число неизвестных параметров превышает число составленных уравнений, поэтому требуется численный метод решения. Алгоритм численного профилирования валков состоит в следующем. Задается сечение валка  $Z_2 = \text{const}$ , и из последнего уравнения системы (2) после подстановки в него выражения (4) находим точку сферы, нормаль в которой пересекает ось валка при некотором фиксированном значении  $a$ . Определяются координаты  $(Z_2, R_2)$ . Изменяя значения  $a$  в некотором интервале вокруг сечения  $Z_2 = \text{const}$ , получим набор точек контакта сферы и валка в их относительном движении. Профилирующей будет точка с наименьшим радиусом  $R_2$ .

Пример профилирования валка для параметров  $r = 6$  мм;  $h = 10$  мм;  $\lambda = 1^\circ$ ;  $v = 55$  мм приведен на рис. 2. Расчет реализован в программной среде Matlab. Погрешность определения радиуса при численном методе зависит от числа расчетных контактных точек. Анализ показал, что дискретность 0,1 мм изменения параметра  $a$  в интервале от  $-20$  до  $+20$  мм для принятых наладочных параметров достаточна для нахождения радиуса валка с погрешностью 0,001 мм. Расчеты показали, что левый

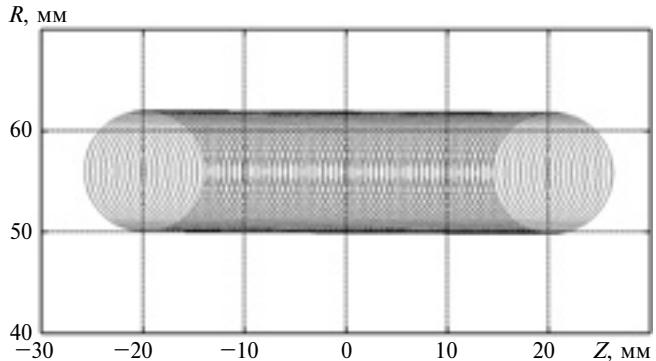


Рис. 2. Пример расчета профиля

и правый валки имеют одинаковый профиль, но так как развернуты в противоположных направлениях, то симметричны относительно плоскости  $Z_2 = 0$ . Поверхность валков имеет форму, близкую к поверхности однополостного гиперболоида вращения с несколько меньшей кривизной. В зависимости от принятых наладочных параметров меняется кривизна профиля валка.

Таким образом, обоснована возможность формообразования сферических поверхностей на бесцентровых суперфинишных станках с продольной подачей. Предложенный численный метод позволяет рассчитать профиль валков с заданной точностью.

УДК 621.791.76:621.7.044.2

А. В. КРОХАЛЕВ, В. О. ХАРЛАМОВ, О. А. АВДЕЮК, К. В. ПРИХОДЬКОВ, кандидаты технических наук, А. Н. САВКИН, С. В. КУЗЬМИН, доктора технических наук, В. И. ЛЫСАК, член-кор. РАН, д-р техн. наук, М. А. ТУПИЦИН (Волгоградский ГТУ), e-mail: kroch@vstu.ru

## Наследование размеров карбидных частиц при взрывном плакировании заготовок порошковыми твердыми сплавами<sup>1</sup>

Рассмотрены вопросы наследования размеров карбидных частиц при получении твердых сплавов системы  $\text{Cr}_3\text{C}_2\text{-Ti}$  с использованием нагружения взрывом. Предложена модель строения их карбидного скелета.

**Ключевые слова:** твердый сплав, удельный объем, относительная удельная поверхность, частицы, конгломераты.

The problems of inheritance of carbide particles sizes at obtaining of  $\text{Cr}_3\text{C}_2\text{-Ti}$  system hard alloys using explosive loading are considered. The model of their carbide skeleton structure is suggested.

**Keywords:** hard alloy, specific volume, relative specific surface, particles, conglomerates.

В настоящее время при получении твердых сплавов и покрытий из смесей порошков тугоплавких карбидов с металлами наблюдается устойчивая

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Олендер Л. А. Технология и оборудование шарикового производства. Минск: Вышэйшая школа, 1974. 334 с.
2. Ящерицын П. И. О механизме формообразования шариков при их доводке // Подшипниковая промышленность. 1977. Вып. 4. С. 18–27.
3. Бухаркин Л. Н., И ногамов Т. И. Доводка крупных шариков повышенной точности // Изв. вузов. Машиностроение. 1972. № 1. С. 172–177.
4. Клебанов М. К., Малахов А. Ф., Шабанов Л. А. Новый метод доводки шариков подшипников // Станки и инструмент. 1975. № 10. С. 28–29.
5. Куранов В. Г., Виноградов А. Н. Явление "трибокрементации" в процессе финишной обработки шаров подшипников // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2007. № 8. С. 32–38.
6. Керамические тела качения перспективных шарикоподшипников: материал, технология изготовления и механическая обработка, расчеты и испытания / Т. Д. Каримбаев, М. А. Мезенцев, А. И. Алферов, С. К. Гордеев // Композиты и наноструктуры. 2010. № 2. С. 12–27.
7. Васин А. Н., Бочкарев П. Ю. Получение заготовок полых тел качения // Технология машиностроения. 2004. № 4. С. 3–6.
8. Пат. 2415004 RU: МПК B24B11/02. Способ бесцентрового шлифования шариков.
9. Мазальский В. Н. Суперфинишные станки. Л.: Машиностроение, 1988. 127 с.
10. Захаров О. В., Погораздов В. В., Бржозовский Б. М. Проектирование формообразующих систем бесцентровых суперфинишных станков. Саратов: СГТУ, 2004. 140 с.

тенденция к расширению использования взрывного нагружения [1], обеспечивающего возможность консолидации порошкового материала, т. е. уплотнения и формирования прочных границ между его частицами, на этапе прессования [2, 3]. Интерес к данному методу объясняется прежде всего тем, что он позволяет исключить спекание из технологического цикла получения заготовок деталей и использовать нетрадиционные металлические связки, такие как титан, что в ряде случаев существенно улучшает служебные (например, триботехнические [4, 5]) характеристики покрытий.

Свойства твердых сплавов зависят от их фазового состава и от числа и размеров зерен карбидной фазы в их структуре. При этом выбор дисперсности исходного порошка используемого карбида заранее не очевиден из-за существующей при взрывной обработке возможности дробления его частиц [6]. Поэтому целью настоящей работы стало изучение размерных параметров карбидов в структуре твер-

<sup>1</sup> Исследование выполнено при финансовой поддержке Российского научного фонда, грант № 14-29-00158.

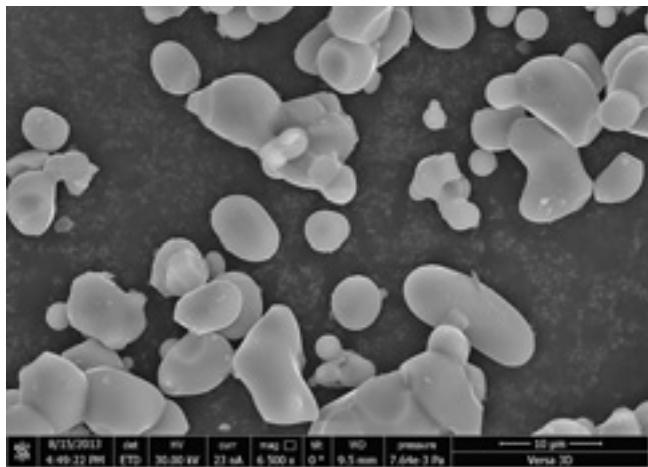


Рис. 1. Вид частиц карбida хрома в исходном состоянии (РЭМ)

дых сплавов, полученных взрывом, и их связи с дисперсностью исходного порошка карбida, используемого для изготовления.

В качестве объекта исследования были выбраны твердые сплавы карбida хрома с титаном. Карбид хрома ( $\text{Cr}_3\text{C}_2$ ) использовали в качестве основы сплавов ввиду его перспективности для работы в узлах трения насосов, применяемых в настоящее время на АЭС для перекачки перегретого дистиллята [4], а титан — в качестве металлической связки ввиду его низкой акустической жесткости, обеспечивающей хорошую уплотняемость порошковой смеси при обработке взрывом [1]. Содержание связки в порошковых смесях составляло 14, 22, 31 и 40 мас. %, что соответствовало объемному содержанию 20, 30, 40 и 50 %. Взрывное нагружение смесей осуществляли на стальном основании накладным зарядом взрывчатого вещества через прокладку [1, 2]. Параметры сжатия определяли методом, который основан на поэтапном вычислении характеристик падающих и отраженных волн путем анализа пересечений ударных адиабат прокладки, порошка, основания и продуктов детонации [7].

Для исследования микроструктуры исходных порошков и полученных взрывом спрессованных материалов использовали микроскопы Carl Zeiss Axiovert и Versa 3D LowVac. Исследования показали, что для частиц исходного порошка карбida хрома характерна преимущественно сферическая форма. В некоторых случаях наблюдались сростки частиц, образованные, по-видимому, в процессе получения порошка (рис. 1).

Вид микроструктуры готовых материалов (рис. 2) указывает на то, что при формировании твердых сплавов из порошков округлая форма карбидных частиц сохраняется и они образуют конгломераты частиц, между которыми располагаются металлическая связка и отдельные поры.

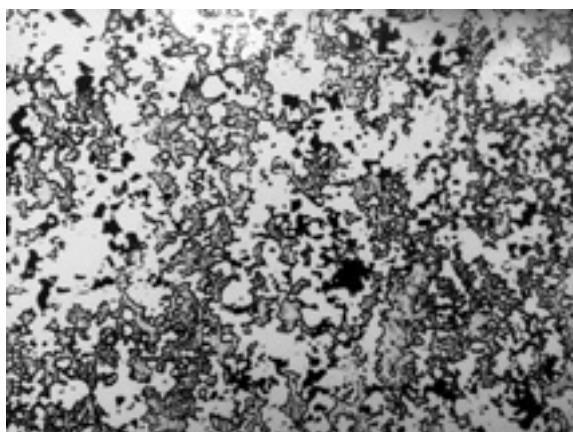
Как правило, содержание и дисперсность карбидной фазы в структуре материалов характери-

зуют такие показатели, как удельный объем  $V$  и относительная удельная поверхность  $S/V$ . Для их измерения чаще всего применяют методы количественной металлографии: линейный и случайных секущих [8].

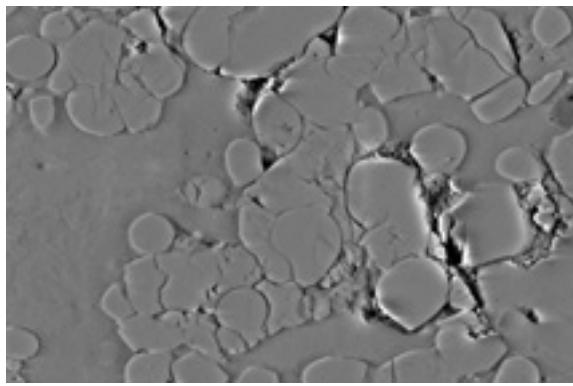
Зависимости изменения показателя  $S/V$  от максимального давления  $p_{\max}$  ударно-волнового сжатия для порошковых сплавов  $\text{Cr}_3\text{C}_2$  с разным содержанием  $C_{\text{Ti}}$  титана представлены на рис. 3. Их анализ показывает, что для всех исследованных составов повышение интенсивности нагрузления, т. е.  $p_{\max}$ , приводит к уменьшению относительной удельной поверхности карбидной фазы, что означает увеличение среднего размера (средней длины  $\bar{h}$  случайной хорды [8]) ее включений в структуре сплавов.

Поскольку химическое взаимодействие между компонентами исходной порошковой смеси и соответствующий рост или растворение карбидной фазы в данном случае отсутствуют [1, 2], то причиной этому может быть только обнаруженное при изучении структуры сплавов образование конгломератов карбидных частиц.

Сравнение относительной удельной поверхности карбидной фазы в готовых твердых сплавах с



*a)*



*б)*

Рис. 2. Структура материалов системы  $\text{Cr}_3\text{C}_2-\text{Ti}$ , полученных взрывом:

*а* — оптическая микроскопия ( $\times 200$ ); *б* — шлиф без травления (РЭМ)

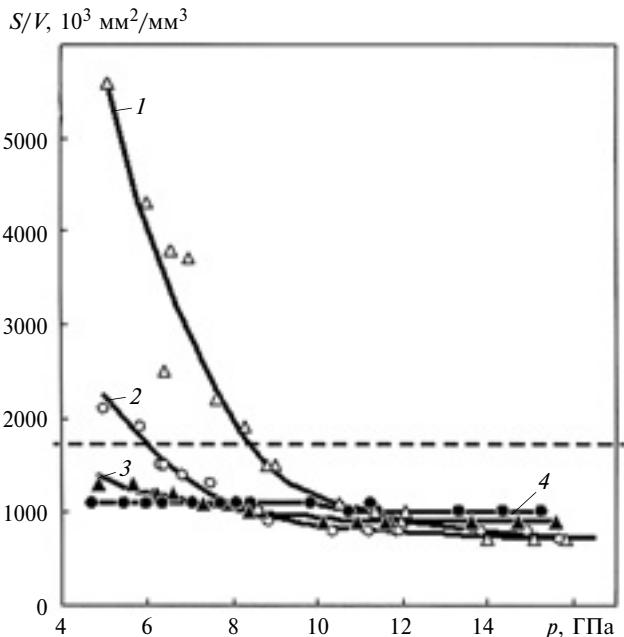


Рис. 3. Зависимости изменения показателя  $S/V$  от максимального давления  $p_{\max}$  ударно-волнивого сжатия для порошковых сплавов  $\text{Cr}_3\text{C}_2$  с содержанием титана  $C_{\text{Ti}} = 20$  (1); 30 (2); 40 (3) и 50 % (4)

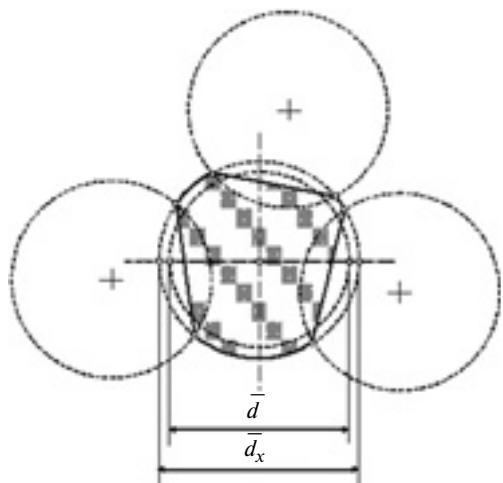


Рис. 4. Геометрическая модель карбидного скелета твердого сплава

относительной удельной поверхностью частиц исходного порошка карбида хрома (см. рис. 3, штриховая линия), измеренной на его псевдосплавах с норакрилом [8], показывает, что при использовании 30 и 20 % титановой связки показатель  $S/V$  может принимать значения как больше, так и меньше значения исходного порошка карбида хрома. Это указывает на дробление карбидных частиц в той или иной степени, по крайней мере, на режимах с давлением ударного сжатия меньше 6–8 ГПа при расчетной температуре нагрева порошка в ударных волнах менее  $T_{\text{сж}} = 400$  °С. Ответить на вопрос, протекает ли данный процесс на режимах, обеспечивающих более высокие давления и температуру

порошковой смеси (а именно такие режимы используют при получении твердых сплавов взрывом [1, 2]), основываясь на результатах измерений  $S/V$ , невозможно, так как относительная удельная поверхность является интегральной характеристикой, которая чувствительна и к измельчению частиц, и к образованию их конгломератов. Поэтому для определения истинного размера частиц карбидной фазы использовали расчетный метод, основанный на модельных представлениях о геометрическом строении карбидного скелета сплавов.

С учетом исходной формы частиц  $\text{Cr}_3\text{C}_2$  (см. рис. 1) и общего вида конгломератов частиц карбидной фазы на поверхности шлифов твердых сплавов после обработки взрывом (см. рис. 2) для модели использовали сферическое приближение формы. Предположили, что образующаяся в результате прессования взрывом структура карбидного скелета имеет вид частично перекрывающихся сфер диаметром  $d_x$ , центры которых располагаются в пространстве случайным образом, причем так, что удельный объем и относительная удельная поверхность этой идеализированной конструкции равна удельному объему  $V$  и относительной удельной поверхности  $S/V$  карбидной фазы реального твердого сплава (рис. 4).

Данное предположение позволило [9] вычислить средний размер одной карбидной частицы в сферическом приближении:

$$\bar{d} = 6 \frac{1 - V}{S/V} \left(1 - \frac{V}{2}\right)^{-2/3}. \quad (1)$$

В таблице представлены результаты расчетов для сплавов на основе  $\text{Cr}_3\text{C}_2$  с разным содержанием металлической связки. Их анализ показывает, что средний диаметр карбидных частиц в составе их конгломератов практически не отличается от среднего диаметра исходных частиц карбида хрома, что указывает на отсутствие дробления последних на режимах, обеспечивающих получение порошковых сплавов с плотностью, близкой к плотности монолита.

Таким образом, дисперсность карбидной фазы в порошковых твердых сплавах, полученных взрывом,

#### Условия получения и характеристики структуры и дисперсности карбидной фазы сплавов системы $\text{Cr}_3\text{C}_2-\text{Ti}$ , полученных взрывом

$C_{\text{Ti}}$ , %	$p_{\max}$ , ГПа	$T_{\text{сж}}$ , °С	$\rho_{\text{мат}}/\rho_{\text{мон}}$	$V$ , %	$S/V$ , $\text{мм}^2/\text{мм}^3$	$\bar{h}$ , мкм	$\bar{d}$ , мкм
14	15,8	710	0,92	74	700	5,7	3,1
22	13,9	730	0,95	67	800	5,0	3,3
31	11,7	750	0,96	58	900	4,4	3,6
40	11,3	720	0,97	49	1100	3,6	3,4

Примечания: 1. Параметры исходного порошка  $\text{Cr}_3\text{C}_2: S/V = 1700 \text{ мм}^2/\text{мм}^3$ ,  $\bar{d} = 3,5 \text{ мкм}$

2. Показатель  $\rho_{\text{мат}}/\rho_{\text{мон}}$  — отношение плотности материала к плотности монолита

# Расчет параметров системы инструментального обеспечения автоматизированного производства

Приведен расчет системы инструментального обеспечения гибкого переналаживаемого комплекса с учетом программы обработки заготовок заданной номенклатуры.

**Ключевые слова:** система инструментального обеспечения, магазины инструментов, инструментальный склад, обслуживающий манипулятор.

The analysis of tooling management system of flexible complex taking into account the program of processing of workpieces with specified nomenclature is given.

**Keywords:** tooling management system, tooling stacks, tool storage, service manipulator.

В настоящее время более 40 % всех обрабатывающих станков оснащены системами автоматической смены инструментов, из них 55÷60 % — многооперационные станки токарной группы и 40÷45 % — фрезерно-расточные обрабатывающие центры.

Замена затупившегося (сломанного) инструмента бывает индивидуальной, когда заменяют отдельные инструменты в магазине инструментов (МИ), и комплектной, когда заменяют весь МИ. При индивидуальной замене максимально используются режущие свойства (стойкость) инструмента, в случае поломки он быстро заменяется, а также в МИ постоянно хранятся инструменты-дублеры. Комплексная замена инструмента обеспечивает мини-

мальное время переналадки станка, но при этом не полностью используется его ресурс, т. е. стойкость.

Конструктивно МИ выполняют в виде револьверных головок с числом позиций 4÷12, дисков и барабанов емкостью от 12 до 30 инструментов и цепных накопителей емкостью от 30 до 120 инструментов (рис. 1 и 2).

На токарных станках инструмент устанавливают в специальных резцодержателях с вертикальной или горизонтальной осью вращения с помощью промежуточных оправок. Манипулятор заменяет инструментальные блоки в целом. На фрезерно-расточных станках инструмент устанавливают с помощью оправок в гнезда МИ встроенным автооператором.

Компоновка системы инструментального обеспечения (СИО) автоматизированных производств определяется числом используемых инструментов и интенсивностью их замены в зависимости от программы обработки заготовок заданной номенклатуры [1, 2]. В качестве примера рассмотрим компоновку СИО для гибкого переналаживаемого комплекса (ГПК) из семи обрабатывающих центров (ОЦ) (рис. 3).

Инструментальный склад ГПК представляет собой два одноярусных накопителя Н1 и Н2, в гнездах которых инструменты расположены верти-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 67)

отличается от дисперсности порошка исходного карбида ввиду возможности дробления карбидных частиц и образования их конгломератов. Установлено, что на режимах получения твердых сплавов на этапе прессования не происходит дробления карбидных частиц, а средний размер карбидного зерна сплавов соответствует среднему размеру частиц карбидной фазы в исходной смеси порошков.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Технология взрывного плакирования заготовок твердыми сплавами / А. В. Крохалев, О. А. Авдеюк, К. В. Приходьков и др. // Вестник машиностроения. 2013. № 11. С. 45–48.
2. Закономерности формирования твердых сплавов из смесей порошков карбида хрома с титаном с использованием энергии взрыва / А. В. Крохалев, В. О. Харламов, С. В. Кузьмин, В. И. Лысак // Изв. вузов. Порошковая металлургия и функциональные покрытия. 2012. № 1. С. 32–37.
3. Строение границ в композиционных материалах, полученных с использованием взрывного нагружения / В. И. Лысак, С. В. Кузьмин, А. В. Крохалев, Б. А. Гринберг // Физика металлов и металловедение. 2013. Т. 114. № 11. С. 1026.
4. Оптимизация составов порошковых твердых сплавов, используемых в подшипниках скольжения, смазываемых водой / А. В. Крохалев, О. А. Авдеюк, К. В. Приходьков и др. // Вестник машиностроения. 2013. № 5. С. 42–44.
5. Исследование триботехнических свойств материалов для подшипников скольжения / А. В. Крохалев, О. А. Авдеюк, К. В. Приходьков, А. Н. Савкин // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2013. Т. 79. № 9. С. 68–70.
6. Прюммер Р. Обработка порошкообразных материалов взрывом. М.: Мир, 1990. С. 87–93.
7. Компьютерный расчет параметров сжатия при насыщении порошковых покрытий взрывом / А. В. Крохалев, В. О. Харламов, С. В. Кузьмин, В. И. Лысак // Изв. Волгоградского ГТУ. 2010. Т. 5. № 4. С. 110–116.
8. Салтыков С. А. Стереометрическая металлография. М.: Металлургия, 1976. 272 с.
9. Крохалев А. В., Авдеюк О. А. Методика косвенного измерения размера и степени деформации карбидных частиц в твердых сплавах // Изв. Волгоградского ГТУ. 2011. Т. 6. № 5. С. 62–65.

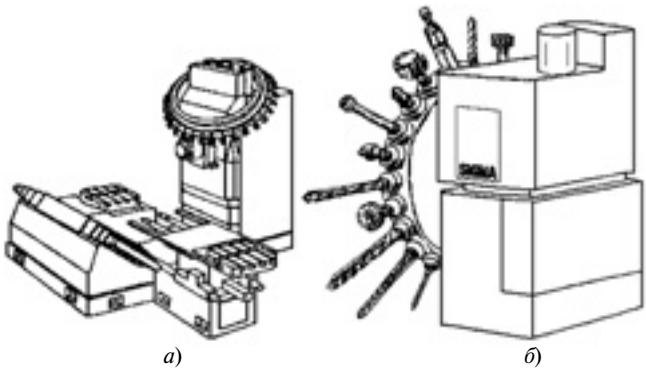


Рис. 1. Станок с дисковым МИ (а) и дисковый магазин (б)

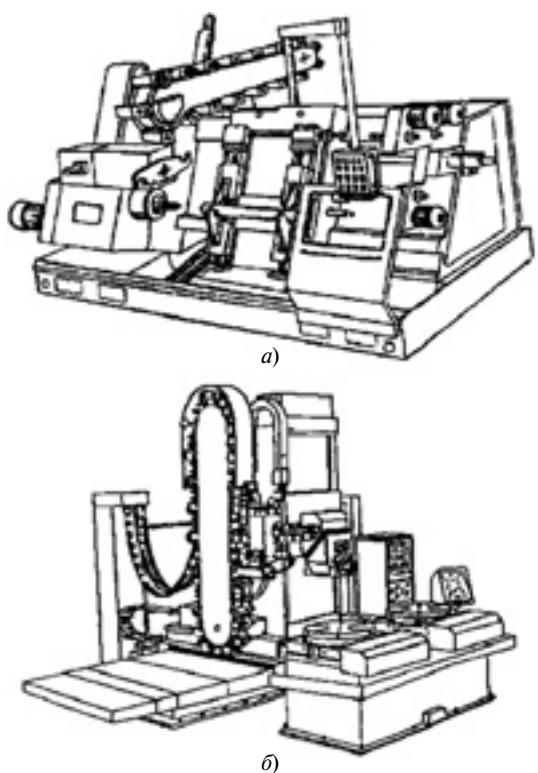


Рис. 2. Многооперационный станок с горизонтальным (а) и вертикальным (б) цепным МИ

кально. Накопитель H1 имеет две кассеты K1 и K2 (по 6 гнезд каждая), в которых инструменты передаются с центрального инструментального склада на заточку при затуплении или на замену сломанного инструмента. Загрузку и разгрузку кассет и установку инструмента в гнездо СК для считывания кода осуществляют манипулятор M3. Манипулятор M2 комплектует необходимым инструментом накопитель H1 в соответствии с запросами участков станков (передача инструмента из H2 в H1 и обратно). Манипуляторы M2 и M3 связаны передаточной зоной ПЗ, которая, как и кассеты K1 и K2, может перемещаться вертикально для удобства захвата инструмента. Инструменты в магазин ОЦ и обратно передаются манипулятором M1. В разных компоновках СИО может быть по одному или по

два манипулятора между накопителями H1 и H2 и между накопителем H1 и станками С. На рис. 3 накопители H1 и H2 условно размещены по одну сторону от линии станков, реально их размещают симметрично над станками по обе стороны от них. Накопители обслуживаются подвесными манипуляторами. Станочные МИ обслуживаются манипуляторами, встроенными в станки.

Компоновку СИО определяют с помощью графа перемещений манипуляторов M1–M3, в котором над дугами указано число их перемещений за месяц, а вершины — пункты доставки инструмента (рис. 4). Окончательное число манипуляторов для СИО выбирают не только с учетом интенсивности инструментального потока, но и с учетом оценки надежности работы ГПК. Например, при обслуживании станков одним манипулятором его выход из строя приведет к остановке всего ГПК, как и в случае одного манипулятора между накопителями H1 и H2. Для больших ГПК оптимальна компоновка СИО с четырьмя манипуляторами.

Цель расчета СИО — определить емкость  $E$  инструментального склада ГПК и число  $n_M$  обслуживающих манипуляторов. Емкость определяется числом  $n_{in}$  инструментов, необходимых для обработки заготовок заданного типоразмера ( $n_{tp}$ ), т. е.

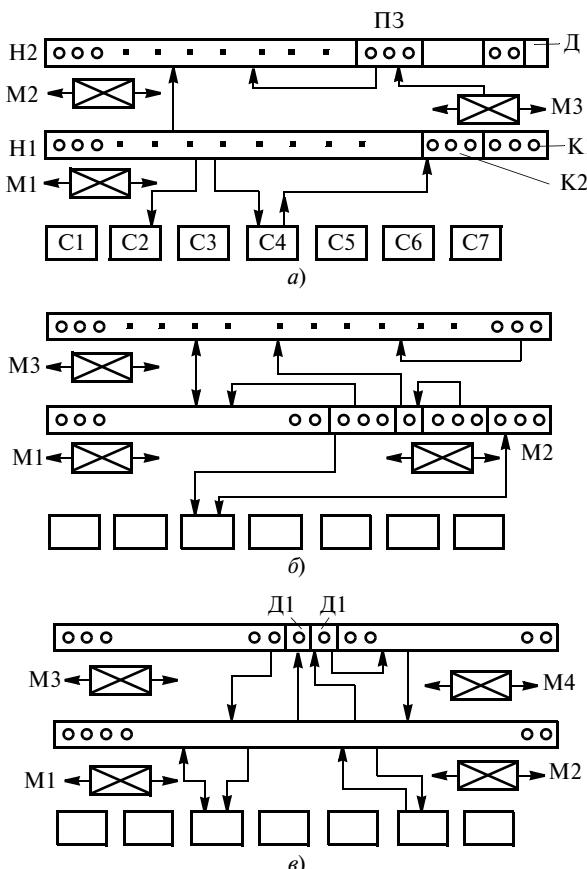


Рис. 3. Пример компоновки СИО для ГПК из семи ОЦ:  
а — с одним станочным манипулятором; б — с одним манипулятором в накопителе; в — с полным комплектом манипуляторов

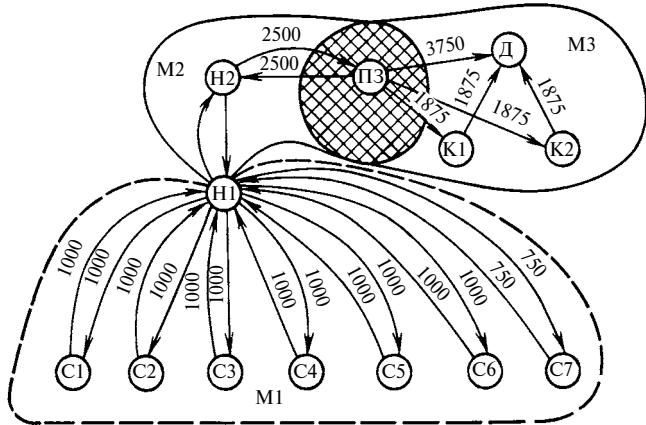


Рис. 4. Граф перемещений инструментальных манипуляторов за месяц

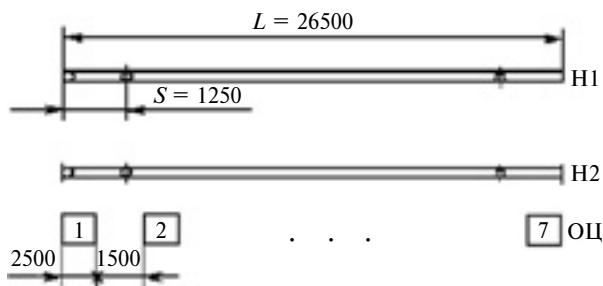


Рис. 5. Схема для расчета емкости инструментального накопителя ГПК

$E = n_{\text{ин}}$ . Если на инструментальном складе участка весь необходимый инструмент не размещается, то его часть  $n_{\text{ЦС}}$  хранят на центральном инструментальном складе.

Рассчитаем СИО для ГПК с исходными данными: число ОЦ —  $n_{\text{ОЦ}} = 7$ ; емкость МИ каждого ОЦ —  $E_{\text{МИ}} = 30$ ; число типоразмеров обрабатываемых заготовок —  $n_{\text{тр}} = 152$ ; среднее число инструментов-дублеров на один типоразмер —  $n_{\text{д}} = 2$ ; среднее время обработки заготовок одного типоразмера —  $t_{\text{об}} = 90$  мин; среднее время работы одного инструмента —  $t_{\text{ин}} = 10$  мин; длина накопителей H1 и H2 —  $L = 26500$  мм; шаг между гнездами накопителя —  $S = 125$  мм. Длина  $L$  накопителей определяется габаритами ОЦ и расстояниями между ними, шаг  $S$  задается конструктором с учетом возможности захвата инструмента манипулятором (рис. 5).

#### Расчет необходимого числа инструментов для ГПК

Число инструментов в магазинах ОЦ:  $n_{\text{МИ}} = E_{\text{МИ}} n_{\text{ОЦ}} = 30 \cdot 7 = 210$ .

Число инструментов в накопителе: одном —  $n_{\text{Н}} = L/S = 26500/125 = 212$ , в двух —  $E_{\text{Н}} = 2n_{\text{Н}} = 2 \cdot 212 = 424$ .

Число инструментов в МИ станков:  $n_{\text{ГПК}} = n_{\text{МИ}} + E_{\text{Н}} = 210 + 424 = 634$ .

Число основных инструментов для обработки заготовок всех типоразмеров:  $n_{\text{осн}} = n_{\text{тр}} t_{\text{об}} / t_{\text{ин}} = 152 \cdot 90/10 = 1368$ .

Число инструментов-дублеров для обработки заготовок всех типоразмеров:  $n_{\text{д}} = n_{\text{д}} n_{\text{тр}} = 2 \cdot 152 = 304$ .

Общее число инструментов для обработки заготовок всех типоразмеров:

$$n_{\text{ин}} = n_{\text{осн}} + n_{\text{д}} = 1368 + 304 = 1672.$$

Число инструментов, хранящихся на центральном складе:

$$n_{\text{ЦС}} = n_{\text{ин}} - n_{\text{ГПК}} = 1672 - 634 = 1038.$$

#### Расчет числа обслуживающих манипуляторов

Число  $n_M$  обслуживающих манипуляторов рассчитывают по коэффициенту загрузки манипулятора M1:

$$k_{3,M} = T_{\text{об}} / \Phi_M,$$

где  $\Phi_M = 305$  ч — месячный фонд времени манипулятора;  $T_{\text{об}} = n_{\text{см}} t_{\text{см}} / 60$  — суммарное время обслуживания станков манипулятором M1;  $n_{\text{см}}$  — число смен инструмента в течение месяца;  $t_{\text{см}} / 60$  — среднее время смены одного инструмента, мин.

При  $k_{3,M} \geq 1$  принимают  $n_M = 2$ .

Для манипулятора M2 (зона обслуживания между H1 и H2)

$$T_{\text{об}} = t_{\text{в-в}} + t_{\text{кн}},$$

где  $t_{\text{в-в}}$  — время ввода-вывода инструмента из ГПК через кассеты K1 и K2;  $t_{\text{кн}}$  — время комплектования накопителя инструментом (обмен между накопителями H1 и H2).

Время простоя манипулятора в течение месяца:

$$t_{\text{пр.м}} = \Phi_M - T_{\text{об}}.$$

#### Расчет числа кассет в инструментальном накопителе

Производительность кассеты

$$Q_K = n_{\text{ин}} k_{\text{п}} / \Phi_M = 1672 \cdot 1,5 / 305 = 8,22 \approx 9 \text{ ин/ч}$$

$$(9/60 \text{ ин/мин}),$$

где  $k_{\text{п}} = 1,5$  — коэффициент, учитывающий партии заготовок одного типоразмера.

Тактовое время замены инструмента

$$t_{\text{т.ин}} = 1/Q_K = 1 \cdot 60 \text{ мин} / 9 = 6,66 \approx 7 \text{ мин.}$$

При  $t_{\text{т.ин}} \approx t_{\text{т.уч}}$  достаточно одной кассеты ( $t_{\text{т.уч}}$  — тактовое время обработки заготовок на участке ГПК), при  $t_{\text{т.ин}} > t_{\text{т.уч}}$  необходимы две кассеты.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Иванов А. А. Автоматизация технологических процессов и производств: Учеб. пособие. М.: ФОРУМ, 2011. 224 с.

2. Иванов А. А. Теоретические основы процессов манипулирования объектами обработки и сборки: Монография. Нижний Новгород: НГТУ, 2009. 257 с.

УДК 621.983:539.374

С. С. ЯКОВЛЕВ (Тульский ГУ), В. И. ТРЕГУБОВ (ОАО "НПО "СПЛАВ"),  
О. В. ПИЛИПЕНКО, доктора технических наук (Государственный университет — УНПК, г. Орел),  
К. С. РЕМНЕВ, канд. техн. наук (Тульский ГУ), e-mail: mpf-tula@rambler.ru

## Ротационная вытяжка осесимметричных оболочек из анизотропных материалов с разделением очага деформации<sup>1</sup>

Предложена технология изготовления осесимметричных оболочек ротационной вытяжкой коническими роликами с разделением очага деформации по трехроликовой схеме. Данная технология позволяет снизить радиальные составляющие сил деформирования на 25÷30 %.

**Ключевые слова:** анизотропный материал, ротационная вытяжка, труба, ролик, подача, деформация, напряжение.

The manufacturing technique of axisymmetric shells by rotary drawing by conical rollers with distribution of deformation zone on three-roller scheme is suggested. The suggested technique allows decreasing the radial components of deformation forces on 25÷30 %.

**Keywords:** anisotropic material, rotary drawing, tube, roller, feed, deformation, stress.

В настоящее время при изготовлении тонкостенных осесимметричных оболочек разного назначения все чаще используют ротационную вытяжку, и в частности, роликами с открытой и закрытой калибровкой, а также с разделением очага деформации [1—5]. Последнее имеет ряд преимуществ, заключающихся в снижении требуемых для деформирования сил (при прочих равных условиях) и достижении более высоких деформаций за один проход, что позволяет интенсифицировать данный процесс. Суть указанной схемы ротационной вытяжки состоит в том, что суммарная деформация разделяется между роликами или группой роликов по определенной зависимости.

Разделение деформации осуществляется взаимным смещением роликов или в осевом и радиальном направлении, или смещением только в радиальном направлении (рис. 1), при этом используются ролики с разными профилями [3—5].

<sup>1</sup> Работа выполнена в рамках государственного задания на проведение научно-исследовательских работ Министерства образования и науки РФ на 2014—2020 гг., грант РФФИ № 13-08-97-518 р\_центр\_a.

На рис. 2 представлена условная схема взаимодействия деформирующего конического ролика с материалом заготовки при ротационной вытяжке оболочек прямым способом. За один оборот заготовки ролик перемещается на величину подачи  $S$ .

При ротационной вытяжке с утонением стенки прямым способом [3, 4] недеформированная часть заготовки при деформации перемещается вдоль оси на величину  $S' = S(t_0 - t_k)/t_0$ , в предположении, что вдоль осевой реализуется плоская деформация.

Учитывая одинаковое направление перемещения недеформированной части заготовки и ролика, фактическая подача  $S_\phi$  металла в очаг деформации определяется как разность указанных перемещений за один оборот заготовки [6]:

$$S_\phi = S - S' = Sk_k/t_0.$$

Таким образом, легко определить максимальный угол  $\theta_B$  контакта с заготовкой:

$$\theta_B = \left[ \frac{2S_\phi R_p \operatorname{tg} \alpha_p}{R_B(R_B + R_p)} \right]^{1/2} \text{ при } S_\phi \operatorname{tg} \alpha_p \leq \Delta t; \quad (1)$$

$$\theta_B = \left[ \frac{2R_p \Delta t}{R_B(R_B + R_p)} \right]^{1/2} \text{ при } S_\phi \operatorname{tg} \alpha_p \geq \Delta t. \quad (2)$$

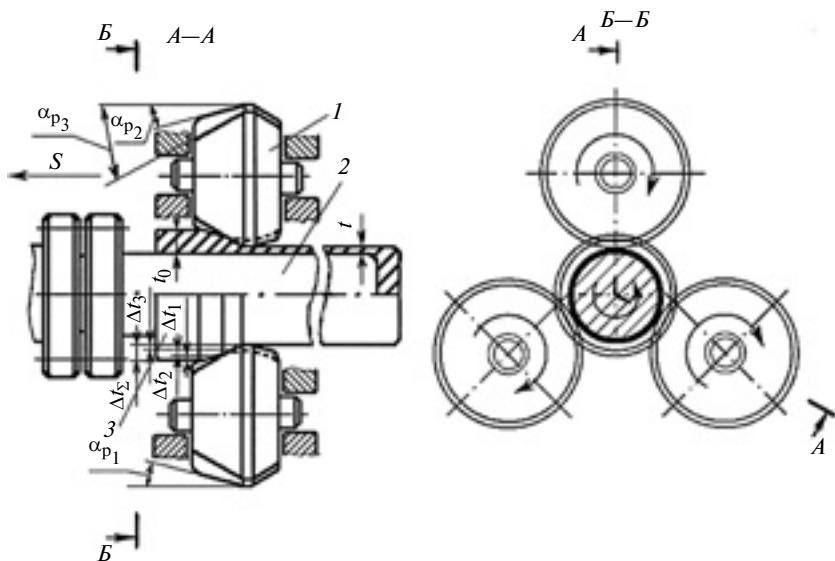


Рис. 1. Схема трехроликовой ротационной вытяжки осесимметричных оболочек с разделением деформации при радиальном смещении роликов (1 — ролик; 2 — оправка; 3 — оболочка)

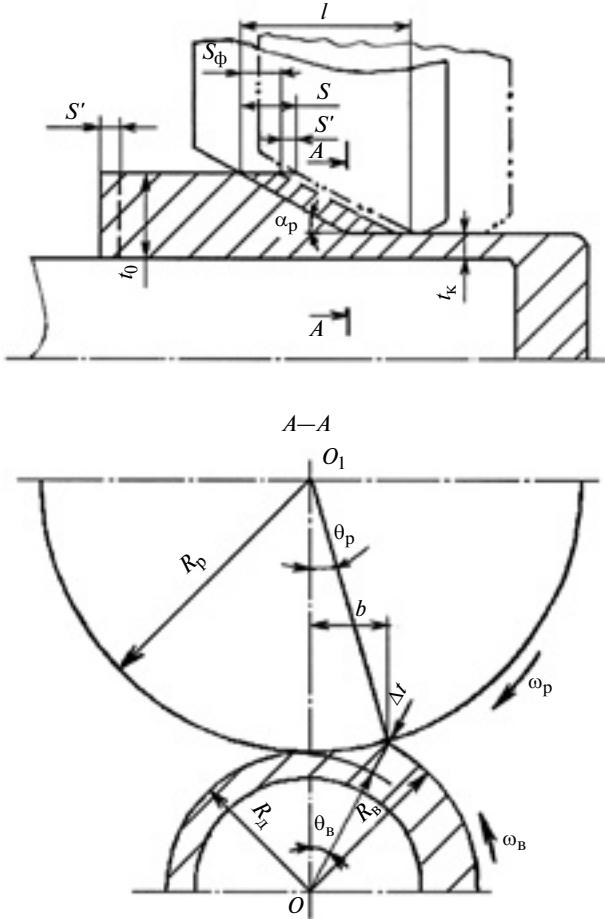


Рис. 2. Схема очага деформации при ротационной вытяжке осесимметричных оболочек прямым способом

Заметим, что выражения (1) и (2) получены с учетом, что величины  $\Delta t$  и  $S_\phi$  малы по сравнению с величиной  $R_p$ .

Максимальная длина  $l$  контакта ролика с заготовкой в осевом направлении составит  $l = \Delta t \operatorname{ctg} \alpha_p + S_\phi$ . Ширина зоны контакта в каждом сечении определяется по формуле  $b = R_b \sin \theta_B$ .

Пластическая деформация под роликом происходит в сравнительно короткий промежуток времени  $\Delta t_{\text{об}}$ . В течение этого времени материал течет под роликом в осевом направлении. Угол контакта материала заготовки с роликом по длине очага деформации переменный.

Рассмотрим распределение скоростей течения материала в очаге деформации при установившейся деформации. Принимаем, что в пластической области в цилиндрической системе координат реализуется квазиплоская деформация:  $\xi_\theta = 0$ ;  $\xi_{r\theta} \neq 0$ ;  $\xi_{z\theta} \neq 0$ . Истечение материала в локальном очаге пластической деформации начинается в тот момент, когда расстояние между поверхностью ролика и оболочкой составит  $t_1 = t_k + S_\phi \operatorname{tg} \alpha$ .

Получим окончательные выражения радиальной ( $v_r$ ), тангенциальной ( $v_\theta$ ) и осевой ( $v_z$ ) состав-

ляющих скоростей в пластической области очага деформации [4, 6]:

$$v_r = -(R_d + S_\phi \operatorname{tg} \alpha_p + z \operatorname{tg} \alpha_p) \theta (\omega_p + \omega_B) \times \frac{r - r_0}{R_d + z \operatorname{tg} \alpha_p - r_0 \cos \theta} \cos^2 \theta;$$

$$v_\theta = -\omega_B r + (\omega_p + \omega_B) [R_d + \operatorname{tg} \alpha_p (S_\phi + z)] \times \times (r - r_0) \int_0^\theta \frac{\theta \cos^2 \theta d\theta}{R_d + z \operatorname{tg} \alpha_p - r_0 \cos \theta};$$

$$v_z = \theta (\omega_p + \omega_B) \cos^2 \theta \frac{z}{R_d + z \operatorname{tg} \alpha_p - r_0 \cos \theta} \frac{R_d + S_\phi \operatorname{tg} \alpha_p + z \operatorname{tg} \alpha_p}{t^2} dz - \\ - (R_d + S_\phi \operatorname{tg} \alpha_p) \theta (\omega_p + \omega_B) \operatorname{ctg} \alpha_p \left[ \frac{t_0 (t_k + S_\phi \operatorname{tg} \alpha_p)}{t^2} - 1 \right].$$

Здесь  $\omega_p = (\omega_B R_B / R_p)$  — угловая скорость ролика, где  $\omega_B = 2\pi n$  — угловая скорость заготовки ( $n$  — частота вращения шпинделя).

Уравнение линии контакта в цилиндрической системе координат в сечении  $z = \text{const}$  определяется как

$$r_k = \frac{R_B - \Delta t + z \operatorname{tg} \alpha_p}{\cos \theta}. \quad (3)$$

Выражение (3) получено на основании тригонометрических преобразований без учета малых величин второго порядка относительно единицы.

Далее найдем составляющие скоростей деформаций по известным скоростям течения материала в цилиндрической системе координат и их интенсивности  $\xi_i$  скорости деформации [7]:

$$\left. \begin{aligned} \xi_r &= \frac{\partial v_r}{\partial r}; \\ \xi_\theta &= \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{v_r}{r}; \\ \xi_z &= \frac{\partial v_z}{\partial z} = -\xi_r - \xi_\theta; \\ \xi_{r\theta} &= \frac{\partial v_\theta}{\partial r} - \frac{v_\theta}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta}; \\ \xi_{\theta z} &= \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + \frac{\partial v_\theta}{\partial z}; \\ \xi_{rz} &= \frac{\partial v_r}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial r}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Используя уравнения равновесия в цилиндрической системе координат и пластического течения, получим зависимости напряжений и скоростей деформаций:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r - \sigma &= 2\mu_i \xi_r, & \tau_{r\theta} &= \mu_i \xi_{r\theta}; \\ \sigma_\theta - \sigma &= 2\mu_i \xi_\theta, & \tau_{\theta z} &= \mu_i \xi_{\theta z}; \\ \sigma_z - \sigma &= 2\mu_i \xi_z, & \tau_{r\theta} &= \mu_i \xi_{rz}. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Подставив их в уравнения равновесия, получим систему уравнений среднего напряжения:

$$\left. \begin{aligned} & \frac{\partial \sigma}{\partial r} + 2 \frac{\partial(\mu_i \xi_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\mu_i \xi_{r\theta})}{\partial \theta} + \frac{\partial(\mu_i \xi_{rz})}{\partial z} + \\ & + \frac{2\mu_i}{r} (\xi_r - \xi_\theta) = 0; \\ & \frac{\partial(\mu_i \xi_{r\theta})}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \sigma}{\partial \theta} + \frac{2}{r} \frac{\partial(\mu_i \xi_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\mu_i \xi_{\theta z})}{\partial z} + 2\mu_i \frac{\xi_{\theta r}}{r} = 0; \\ & \frac{\partial(\mu_i \xi_{rz})}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\mu_i \xi_{z\theta})}{\partial \theta} + \frac{\partial \sigma}{\partial z} + 2 \frac{\partial(\mu_i \xi_z)}{\partial z} + \mu_i \frac{1}{r} \xi_{zr} = 0, \end{aligned} \right\} (6)$$

где  $\mu_i = \sigma_{icp}/(3\xi_i)$ ;  $\sigma$  — среднее напряжение;  $\sigma_{icp}$  — средняя интенсивность напряжения в очаге пластической деформации.

Локальный очаг пластической деформации в сечении  $z = \text{const}$  разобъем  $\theta$ - и  $r$ -линиями.

Записав уравнения равновесия (6) в виде конечных разностей и решив каждое из них относительно среднего напряжения, получим выражения  $\sigma(m, n)$ . Известно, что на границе входа материала в очаг пластической деформации осевое напряжение равно нулю:  $\sigma_z = 0$ . Это условие позволяет определить распределение величин среднего напряжения  $\sigma(m, n)$  на входе материала в очаг пластической деформации и напряжений  $\sigma_r$ ,  $\sigma_\theta$ ,  $\sigma_z$  и  $\tau_{r\theta}$ ,  $\tau_{\theta z}$ ,  $\tau_{zr}$  по выражениям (5), предварительно вычислив компоненты скоростей деформации по выражениям (4), среднюю накопленную интенсивность деформации в очаге пластической деформации:

$$\varepsilon_{icp} = \frac{1}{N_z} \sum_1^{N_z} \xi_{iz} \Delta t_{ob i},$$

и среднюю интенсивность напряжения в очаге деформации:

$$\sigma_{icp} = \sigma_{0,2} + A(\varepsilon_{icp})^n,$$

где  $\sigma_{0,2}$  — условный предел текучести;  $A$  и  $n$  — константы кривой упрочнения исследуемого материала;  $\Delta t_{ob i}$  — время обработки материальной точки в очаге деформации на  $i$ -м обороте шпинделя;  $N_z$  — число оборотов шпинделя, необходимое для прохождения материальной точки от входа в локальный очаг пластической деформации до его выхода;

$$\Delta t_{ob i} = S_{\phi} \operatorname{tg} \alpha_p / v_{Rcp}; \quad v_{Rcp} = \frac{1}{\theta_B} \int_0^{\theta_B} v_{Ri} d\theta \quad \text{— средняя скорость вдавливания ролика в заготовку; } \quad v_{Ri} = R_i \theta (\omega_p + \omega_B) \quad \text{— скорость вдавливания ролика в заготовку в } i\text{-м сечении.}$$

Зная среднее напряжение, скорости деформации и закон упрочнения материала, можно рассчитать напряженное состояние в каждой точке очага деформации. Все перечисленные выше характе-

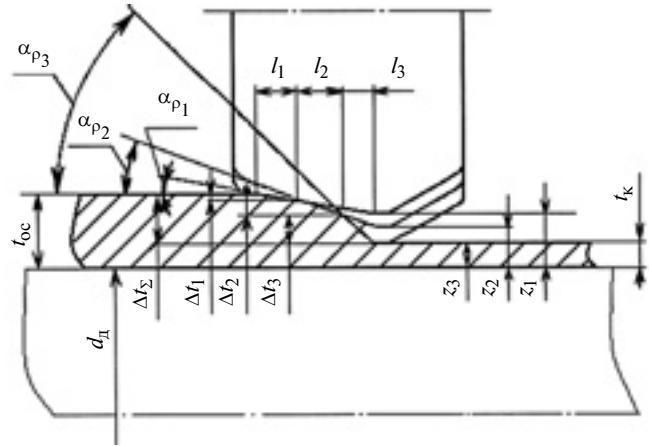


Рис. 3. Схема очага деформации при ротационной вытяжке тремя роликами, смещенными в радиальном направлении

ристики напряженного и деформированного состояния вычисляли численно методом конечных разностей.

Составляющие сил ротационной вытяжки при однороликовом деформировании определяются по формулам:

радиальная

$$P_R = \iint \sigma_R r_k d\theta \sin \theta dz,$$

тангенциальная

$$P_\tau = \iint \sigma_\tau \Big|_{\theta = \theta_B} dr \cos \theta_B dz, \quad (7)$$

осевая

$$P'_z = \int_{R_d}^{r_K} \int_0^{\theta_B} \sigma_z(r, \theta) r dr d\theta,$$

где  $\sigma_\tau = \sigma_r \sin^2 \theta + \sigma_\theta \cos^2 \theta + \tau_{r\theta} \sin 2\theta$ ;  $\sigma_R = \sigma_r \cos^2 \theta + \sigma_\theta \sin^2 \theta - \tau_{r\theta} \sin 2\theta$ ;  $\sigma'_z = \sigma_z$ .

С учетом составляющей силы трения осевая сила  $P_z = P'_z + \mu_0 P_R$ , где  $\mu_0$  — коэффициент трения между поверхностями заготовки и оправки.

На рис. 3 представлены схемы ротационной вытяжки с разделением деформации путем радиального смещения трех роликов, установленных в одной плоскости, имеющих разные углы рабочего конуса. Разделение деформации достигается установкой роликов с разными зазорами от оправки, причем ролик с наименьшим углом устанавливают с наибольшим зазором, а ролик с наибольшим углом в комплекте устанавливают с зазором, равным толщине стенки готовой оболочки на обрабатываемом участке [4]. В этом случае деформирующие ролики при ротационной вытяжке образуют три последовательно расположенных неразрывных участка деформации, наклоненных к оси оболочки под разными углами. Деформирование на начальном участке осуществляется роликом с минимальным

углом, а на последнем участке — роликом с максимальным углом. Такой порядок расположения очагов деформации позволяет ограничить образование наплыва ( $\alpha_{p1}$ ), обеспечивает более высокую точность диаметральных размеров изготавливаемых оболочек ( $\alpha_{p3}$ ).

При ротационной вытяжке оболочек прямым способом (см. рис. 2) для обеспечения высокой точности важным условием является равновесие радиальных сил:

$$P_{R1} = P_{R2} = P_{R3}. \quad (8)$$

Приведенные выше соотношения позволяют рассчитать распределение ( $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ ) суммарной деформации ( $\varepsilon = 1 - t_k/t_0$ ) между роликами с учетом неравномерности давления на контактной поверхности ролика и заготовки, геометрических параметров используемых роликов и трубной заготовки, параметров технологического процесса, величины проекции поверхности контакта заготовки и ролика на площадь с нормалью в радиальном направлении и упрочнения материала оболочки на соответствующем участке деформирования.

Условие (8) не решается в явном виде относительно деформации на первом ( $\varepsilon_1$ ) и втором ( $\varepsilon_2$ ) роликах, поэтому искомые величины устанавливаются расчетом по этому условию методом последовательных приближений с учетом приведенных выше соотношений:

$$(1 - \varepsilon) = (1 - \varepsilon_1)(1 - \varepsilon_2)(1 - \varepsilon_3).$$

Приближенная методика распределения деформаций между роликами при трехроликовой схеме деформирования рассмотрена в работе [4]. Для данной схемы с разделением деформации изменения толщины стенки для соответствующих роликов можно определить по выражениям:

$$\left. \begin{aligned} \Delta t_1 &= \frac{\Delta t_\Sigma}{1 + \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \alpha_{p2}}{\operatorname{tg} \alpha_{p1}}} + \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \alpha_{p3}}{\operatorname{tg} \alpha_{p1}}}}; \\ \Delta t_2 &= \frac{\Delta t_\Sigma}{1 + \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \alpha_{p1}}{\operatorname{tg} \alpha_{p2}}} + \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \alpha_{p3}}{\operatorname{tg} \alpha_{p2}}}}; \\ \Delta t_3 &= \frac{\Delta t_\Sigma}{1 + \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \alpha_{p1}}{\operatorname{tg} \alpha_{p3}}} + \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \alpha_{p2}}{\operatorname{tg} \alpha_{p3}}}}, \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где  $\alpha_{p1}, \alpha_{p2}, \alpha_{p3}$  — углы рабочего конуса соответствующих роликов;  $D_p$  и  $d_d$  — диаметры ролика и оболочки.

В этом случае радиальная составляющая силы вытяжки определяется по выражению (7), а тангенциальная — по формуле

$$P_\tau = P_{\tau1} + P_{\tau2} + P_{\tau3}.$$

Здесь  $P_{\tau1}, P_{\tau2}, P_{\tau3}$  — тангенциальные составляющие сил на первом, втором и третьем роликах:

$$P_{\tau1} = \iint \sigma_{\tau1} \Big|_{\theta = \theta_{B1}} dr \cos \theta_{B1} dz;$$

$$P_{\tau2} = \iint \sigma_{\tau2} \Big|_{\theta = \theta_{B2}} dr \cos \theta_{B2} dz;$$

$$P_{\tau3} = \iint \sigma_{\tau3} \Big|_{\theta = \theta_{B3}} dr \cos \theta_{B3} dz;$$

$\theta_{B1}, \theta_{B2}, \theta_{B3}$  — углы контакта заготовки соответственно с первым, вторым и третьим роликами;  $\sigma_{\tau1}, \sigma_{\tau2}, \sigma_{\tau3}$  — тангенциальные напряжения.

Осевая сила на суппорт стана ротационной вытяжки

$$P_z = P_{z1} + P_{z2} + P_{z3},$$

где  $P_{z1}, P_{z2}, P_{z3}$  — осевые составляющие сил на соответствующем ролике;  $\sigma_{z1}, \sigma_{z2}, \sigma_{z3}$  — осевые напряжения на выходе из очага деформации при  $z = 0$ .

Момент сил, приложенный к оправке для пластического формоизменения в очаге деформации, приближенно можно вычислить по формуле

$$M_\theta \approx M_{\theta1} + M_{\theta2} + M_{\theta3}.$$

Работа деформации, совершаяя моментами  $M_{\theta1}, M_{\theta2}$  и  $M_{\theta3}$  на углах  $\theta_{B1}, \theta_{B2}, \theta_{B3}$ , определяется выражением

$$A_{\text{деф}} \approx M_{\theta1}\theta_{B1} + M_{\theta2}\theta_{B2} + M_{\theta3}\theta_{B3}.$$

В табл. 1 приведены результаты расчета распределения суммарной деформации по роликам при ротационной вытяжке осесимметричных оболочек из стали 12Х3ГНМФБА по трехроликовой схеме деформирования с разделением очага пластической деформации по условию (8) и по приближенной методике [см. формулы (9)] при разных углах ( $\alpha_{p1}, \alpha_{p2}, \alpha_{p3}$ ) конусности роликов. Расчеты выполнены

Таблица 1

Распределение деформации по роликам при ротационной трехроликовой вытяжке осесимметричных оболочек из стали 12Х3ГНМФБА с разделением очага пластической деформации ( $\alpha_{p1} = 15^\circ, \alpha_{p2} = 20^\circ, \alpha_{p3} = 30^\circ$ )

Деформация по роликам	По условию (8)			По формулам (15)		
	Степень деформации			Степень деформации		
	20	40	60	20	40	60
$\varepsilon_{1p}$	5,08	11,01	16,51	5,67	12,11	18,46
$\varepsilon_{2p}$	7,86	14,42	23,05	7,75	14,47	23,26
$\varepsilon_{3p}$	8,53	21,22	37,73	8,07	20,27	36,13

Таблица 2

Последовательность изготовления цельнометаллической  
сложнопрофильной оболочки

Последовательность операций	Стадия изделия
1. Разрезка труб на мерные заготовки	
2. Механическая обработка (обточка, расточка) 3. Термообработка (закалка, отпуск)	
4. Механическая обработка (чистовая обточка, расточка)	
5. Ротационная вытяжка: первый проход	
второй проход	
6. Обжим утолщения 7. Низкотемпературный отжиг	

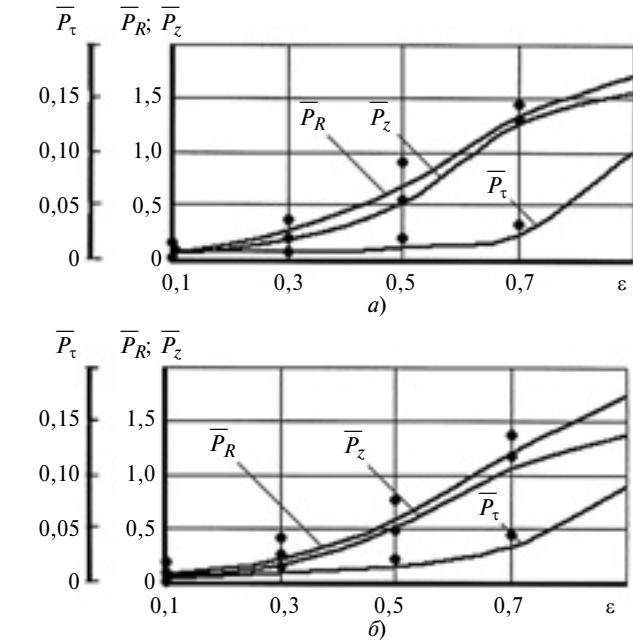


Рис. 4. Зависимости изменения составляющих  $\bar{P}_R$ ,  $\bar{P}_t$ ,  $\bar{P}_z$  силы вытяжки от деформации  $\varepsilon$  для стали 12Х3ГНМФБА при подаче  $S = 1 \text{ мм/об}$ :  
 $a - \alpha_{p1} = 10^\circ$ ,  $\alpha_{p2} = 20^\circ$ ;  $\alpha_{p3} = 30^\circ$ ;  $b - \alpha_{p1} = 20^\circ$ ,  $\alpha_{p2} = 25^\circ$ ;  
 $\alpha_{p3} = 30^\circ$

нены для ротационной вытяжки осесимметричных оболочек из трубной заготовки с наружным диаметром  $D_0 = 116,2 \text{ мм}$  и толщиной стенки  $t_0 = 6,05 \text{ мм}$  роликами диаметром  $D_p = 280 \text{ мм}$ . Механические характеристики стали 12Х3ГНМФБА приведены в работе [4].

Анализ расчетов показал, что максимальное расхождение двух результатов не превышает 10 %.

На рис. 4 представлены зависимости изменения относительных радиальной ( $\bar{P}_R$ ), тангенциальной ( $\bar{P}_t$ ) и осевой ( $\bar{P}_z$ ) составляющих сил от деформации  $\varepsilon$  при ротационной вытяжке по трехроликовой ротационной вытяжке с разделением деформации осесимметричных оболочек из стали 12Х3ГНМФБА при фиксированных подаче  $S$  и углах  $\alpha_{p1}$ ,  $\alpha_{p2}$ ,  $\alpha_{p3}$  конусности роликов. Точками обозначены результаты экспериментальных исследований. Расчеты выполнены для трубной заготовки из стали 12Х3ГНМФБА с наружным радиусом  $R_b = 64,15 \text{ мм}$ , толщиной стенки  $t_0 = 6,05 \text{ мм}$ , диаметром ролика  $D_p = 280 \text{ мм}$ ; частота вращения шпинделя  $n = 75 \text{ мин}^{-1}$ ,  $\mu_o = 0,15$ . Введены обозначения:  $\bar{P}_R = P_R / [(R_b - 0,5t_0)t_0\theta_B\sigma_{0,2}]$ ;  $\bar{P}_t = P_t / [(R_b - 0,5t_0)t_0\theta_B\sigma_{0,2}]$ ;  $\bar{P}_z = P_z / [(R_b - 0,5t_0)t_0\theta_B\sigma_{0,2}]$ .

Анализ полученных результатов показал, что при обработке оболочек по схеме с разделением деформации радиальная ( $P_R$ ) и осевая ( $P_z$ ) силы меньше, чем при обработке по однороликовой схеме.

ме. Значения же тангенциальной составляющей не имеют больших расхождений. Трехроликовая ротационная вытяжка с разделением деформации позволяет снизить радиальную силу деформирования на 25÷30 % по сравнению с обработкой по аналогичной схеме без разделения деформации. Тангенциальная составляющая силы вытяжки не зависит от схемы обработки.

Результаты исследований использованы при разработке ротационной вытяжки сложнопрофильных оболочек из стали 12Х3ГНМФБА с переменной толщиной стенки и наличием кольцевых центрирующих утолщений [5]. Основные требования к данному изделию: высокая точность формы и размеров; высокая конструктивная прочность при низкой металлоемкости; высокое качество поверхности — отсутствие таких дефектов, как пятна, царапины, забоины, трещины и др. Длина данных оболочек может составлять 2000 мм и более.

В табл. 2 представлена последовательность предлагаемой технологии изготовления цельнометаллической сложнопрофильной оболочки ротационной вытяжкой.

Ранее применявшаяся технология изготовления оболочек длиной более 2000 мм предусматривала вытяжку двух частей из трубных заготовок, последующую их сварку и механическую обработку. Суммарный цикл изготовления данной оболочки состоит из 22 операций. Наличие сварных швов в сложнопрофильных оболочках, работающих в условиях высоких динамических нагрузок, а также испытывающих при хранении значительные перепады температур, снижают их эксплуатационную надежность.

УДК 621.983.4

В. В. КАРЖАВИН, д-р техн. наук, И. В. УХЛОВ (Российский государственный профессионально-педагогический университет, г. Екатеринбург), e-mail: uhl@mail.ru

## Ротационная вытяжка деталей из алюминиевого сплава с магнием замен штамповки на прессе

Определяются тип и число вытяжных операций для получения осесимметричной детали сложной формы из алюминиевого сплава АМгб на основании оценки предельной деформации.

**Ключевые слова:** ротационная вытяжка проектированием, деформация, выдавливание с утонением, алюминиевый сплав АМгб.

The type and number of drawing operations for obtaining of an axisymmetric part of complicated shape from "AMg6" aluminum alloy on the base of assessment of limit deformation are determined.

**Keywords:** rotary drawing by projection, deformation, extrusion with tapering, "AMg6" aluminum alloy.

Предложенная технология ротационной вытяжки обеспечивает: снижение трудоемкости изготовления изделия на 45 %, металлоемкости — до 37 %; повышение его качества и надежности ввиду отсутствия сварных швов; точность формы и взаимного расположения поверхностей.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Гредитор М. А. Давильные работы и ротационное выдавлививание. М.: Машиностроение, 1971. 239 с.
2. Могильный Н. И. Ротационная вытяжка оболочных деталей на станках. М.: Машиностроение, 1983. 190 с.
3. Ковка и штамповка: Справочник: Т. 4. Листовая штамповка / Под общ. ред. С. С. Яковleva. М.: Машиностроение, 2010. 732 с.
4. Яковлев С. С., Трегубов В. И., Яковлев С. П. Ротационная вытяжка с утонением стенки осесимметричных деталей из анизотропных трубных заготовок на специализированном оборудовании. М.: Машиностроение, 2009. 265 с.
5. Инновационные технологические процессы ротационной вытяжки сложнопрофильных осесимметричных деталей / В. И. Трегубов, С. С. Яковлев, Е. В. Осипова и др. // Кузнецко-штамповочное производство. Обработка металлов давлением. 2013. № 11. С. 9–16.
6. Пилипенко О. В. Технологические параметры ротационной вытяжки с утонением стенки трубных заготовок из анизотропного материала // Вестник машиностроения. 2008. № 4. С. 74–78.
7. Яковлев С. С., Кухарь В. Д., Трегубов В. И. Теория и технология штамповки анизотропных материалов / Под ред. С. С. Яковleva. М.: Машиностроение, 2012. 400 с.

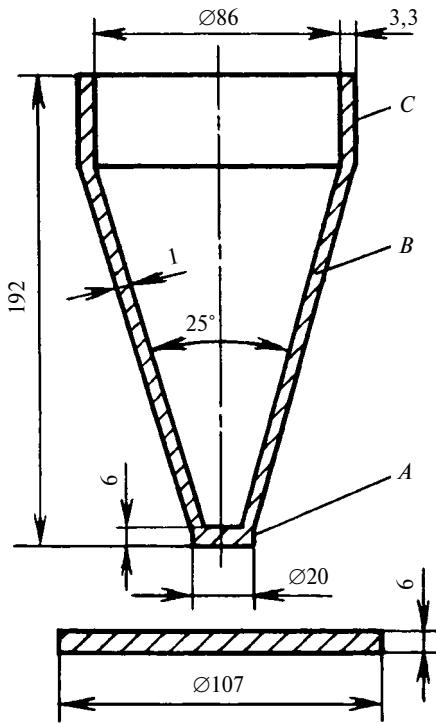


Рис. 1. Изделие "воронка" из алюминиевого сплава АМг6

ных отжигов. Описания технологий ротационной вытяжки деталей конической и коническо-цилиндрической формы из алюминиевых сплавов разрознены или практически отсутствуют. Поэтому для каждого конкретного изделия в зависимости от его размеров и формы необходимо подбирать наиболее рациональные режимы деформирования.

Например, изделие "воронка" (рис. 1) из сплав АМг6 первоначально изготавливали многопереходной штамповкой за одиннадцать операций. В зависимости от необходимого числа переходов время изготовления детали могло быть значительным. Кроме того, имело место низкое качество поверхности изделия, обусловленное налипанием частиц металла на инструмент, так как смазывание цинкатом с мылом практически не защищало от таких дефектов.

Для любой технологии обработки металлов давлением определяющими являются число операций деформирования, от которого зависят производительность процесса и качество изделий (в частности, процент брака по трещинам, разрывам и другим дефектам), а также тип и энергосиловые параметры необходимого технологического оборудования, особенно штамповой оснастки. При обработке труднодеформируемых металлов выбирают также требуемую термообработку и способы нанесения и снятия подсмазочных покрытий. Число операций деформирования рассчитывают, исходя из формы изделия и механических свойств материала, в первую очередь учитывая предельную деформацию металла до разрушения.

Изделие "воронка" (см. рис. 1) имеет конический участок *B* с толщиной стенки 1 мм, цилиндрический участок *C* с толщиной стенки 3,3 мм и торцевую поверхность *A* диаметром 20 мм и толщиной 6 мм в вершине конуса, которая образуется до начала пластического деформирования. Конический участок *B*, как имеющий постоянную толщину, получают ротационной вытяжкой проецированием (закон синуса). На цилиндрическом участке *C* необходимую толщину стенки ротационной вытяжкой получить нельзя, так как переход от конического участка к цилиндрическому нарушает метод проецирования, следовательно, толщину металла в 3,3 мм не набрать. Однако цилиндрический участок можно получить, если первоначально иметь конический участок необходимой толщины, а затем глубокой вытяжкой на обычном гидравлическом или кривошипном прессе сформировать требуемый цилиндр, т. е. ротационной вытяжкой изготовить коническую заготовку, состоящую из обычного участка *B* и утолщенного участка *B'*, а затем обычной глубокой вытяжкой утолщенного участка на прессе за одну-две операции получить требуемый цилиндрический участок *C* с поверхностью необходимого качества.

Таким образом, определение числа деформирующих операций для изделия "воронка" должно начинаться с определения числа операций ротационной вытяжки, так как они наиболее трудоемкие и именно они определяют число последующих операций глубокой вытяжки цилиндрического участка.

Задача выбора коэффициентов многооперационной ротационной вытяжки проецированием, в отличие от других видов обработки металлов давлением, до сих пор не решена. Коэффициенты подбирают эмпирически относительно параметров деформирования, например степени обжатия  $I_{\text{пр}}$ , а не на основании теории разрушения.

Для определения предельных деформаций при ротационной вытяжке с принудительным утонением стенки проведены испытания с использованием токарного гидрокопировального полуавтомата 1722 со специальными оправками и стандартные испытания образцов на растяжение на универсальной разрывной машине. Способ определения предельных деформаций при ротационной вытяжке изделий конической формы основан на методике, предложенной Кеггом [1], согласно которой испытания проводят на полуэллипсоидном патроне-оправке, представляющем собой конический патрон с изменяющимся от 180° до 0 углом при вершине. Согласно закону синуса толщина выдавливаемой детали должна постепенно изменяться от начального значения до нуля. Если утонение (обжатие) стенки выражить через ее толщину  $t$ , т. е.  $I = [(t_0 - t)/t]100$ , то утонение образца будет меняться от 0 до 100 %, причем в момент разрушения при выполнении

условия  $t = t_{\text{раз}}$  оно будет предельным:  $I_{\text{пр}} = [(t_0 - t_{\text{раз}})/t_0]100$ , где  $t_0$  — толщина заготовки, мм;  $t$  — толщина стенки детали после вытяжки, мм. Очевидно, что при изменении толщины от 0 до 100 % все материалы должны разрушаться, поскольку утонение в 100 % соответствует бесконечно большой деформации.

Чтобы сопоставить ротационную вытяжку с хорошо изученной глубокой вытяжкой с утонением стенки [2], необходимо определить коэффициент вытяжки:  $m = d/D = t/t_0$  (здесь  $d$  — диаметр готовой детали, мм;  $D$  — диаметр заготовки, мм), который в момент разрушения будет предельным:  $m_{\text{пр}} = t_{\text{раз}}/t_0$ . Следовательно, уравнение предельного утонения

$$I_{\text{пр}} = (1 - m_{\text{пр}})100. \quad (1)$$

Получение конических изделий ротационной вытяжкой проектированием основано на законе синуса, согласно которому толщина стенки изделия в любом сечении  $t = t_0 \sin \alpha$ , где  $\alpha$  — угол наклона поверхности заготовки к горизонтали, т. е. при  $t < t_0 \sin \alpha$  имеет место перераскатка, при  $t > t_0 \sin \alpha$  — недораскатка.

В работах Кегга также отмечалось, что режим перераскатки дает возможность увеличить сжимающие напряжения. Согласно теории разрушения В. Л. Колмогорова [3] увеличение сжимающих напряжений ведет к повышению пластичности металла. Однако режим перераскатки ограничивается возможной потерей устойчивости фланца, а также появлением дополнительных растягивающих напряжений за роликом. Поскольку переутонение при ротационной вытяжке изделия "воронка" не только возможно, но и желательно для набора утолщения краевой части, то процесс может протекать в режиме перераскатки.

Для сопоставления двух режимов был введен новый показатель — коэффициент переутонения  $f = t_{\text{раз}}/t'_{\text{раз}}$ , где  $t_{\text{раз}}$  и  $t'_{\text{раз}}$  — толщины заготовки в момент разрушения при вытяжке в нормальном режиме по закону синуса и, соответственно, вытяжки с переутонением.

Для изделия "воронка" использовали сплав АМг6М. В эксперименте были приняты: предельная степень обжатия  $I_{\text{пр}} = 64,7 \%$ ; коэффициент переутонения в диапазоне  $f = 1,1 \div 1,2$  (приняли  $f = 1,15$ ), с учетом которого получили  $I_{\text{пр}} = 74,2 \%$ . Для расчета листовой штамповки удобнее использовать коэффициент вытяжки, который связан с предельной степенью обжатия зависимостью (1), т. е.  $m_{\text{пр}} = (1 - 0,742) = 0,258$ . Данный предельный коэффициент вытяжки (до первой термообработки) будет основным исходным параметром при расчете числа операций ротационной вытяжки.

Другим условием, определяющим величину деформации на каждой операции и число операций обработки давлением заготовки толщиной  $t_0 = 6$  мм и получение готового изделия с минимальной толщиной  $t_{\text{тр}} = 1$  мм, является коэффициент вытяжки  $m_{\text{тр}} = t_{\text{тр}}/t_0 = 1/6 = 0,167$ , который меньше предельного и, соответственно, требуемая степень обжатия больше предельно допустимой.

Исходя из проведенных экспериментов и размernых параметров, можно сделать вывод, что для получения конического участка изделия "воронка" необходимы минимум две ротационные вытяжки, между которыми предусматривается термическая обработка полуфабриката для восстановления пластических свойств металла.

Согласно основным положениям теории разрушения при обработке металлов давлением возможность деформирования того или иного сплава без разрушения можно оценить коэффициентом пластичности  $\psi = \lambda_{\Sigma}/\lambda_p$ , где  $\lambda_{\Sigma}$  — суммарная степень деформации сдвига до отжига;  $\lambda_p$  — пластичность — предельная деформация сдвига, являющаяся функцией напряженного состояния, определяемая отношением  $(\sigma/T)$  среднего гидростатического давления  $\sigma$  к интенсивности касательных напряжений  $T$ : разным для различных сплавов.

Если обработка состоит из двух или трех операций ротационной вытяжки и одной операции глубокой вытяжки, то суммарный ресурс пластичности металла можно определить следующими зависимостями:

для конического участка  $B$ , получаемого за три ротационные вытяжки,

$$\Psi_{\Sigma B3} = \psi_{B1} - \Delta\psi_{B1} + \psi_{B2} - \Delta\psi_{B2} + \psi_{B3} < 1; \quad (2)$$

для конического участка  $B$ , получаемого за две ротационные вытяжки,

$$\Psi_{\Sigma B2} = \psi_{B1} - \Delta\psi_{B1} + \psi_{B2} < 1; \quad (3)$$

для цилиндрического участка  $C$ , получаемого глубокой вытяжкой,

$$\Psi_{\Sigma C} = \psi_{C1} - \Delta\psi_{C1} + \psi_{\text{гл.выт}} < 1, \quad (4)$$

где  $\psi_1, \psi_2, \psi_3$  — пластичности металла на каждом из участков после операций ротационной вытяжки;  $\Delta\psi_1, \Delta\psi_2$  — уменьшение пластичности металла после отжига;  $\psi_{\text{гл.выт}}$  — ресурс пластичности при глубокой вытяжке цилиндра.

Установим связь между коэффициентом  $m$  вытяжки, деформацией  $\lambda$  сдвига и пластичностью  $\psi$ . В работе [4] приведены формулы для определения степени деформации сдвига при поперечной прокатке труб в разных участках очага деформации. Так, на участке обжатия, совпадающем на схеме

деформированного состояния с участком обжатия при ротационной вытяжке с утонением стенки, степень деформации сдвига можно определить по формуле:  $\lambda = 2K_H \ln t_0/t_1$ , где  $K_H = 1,25 \div 1,30$  — коэффициент неравномерности деформации по толщине стенки трубы.

Учитывая, что  $t_1/t_0 = m$  и приняв  $K_H = 1,28$ , получим  $\lambda = 2,56 \ln 1/m$ .

Тогда предельную деформацию, т. е. пластичность, определим по формуле  $\lambda_p = 2,56 \ln 1/m_{\text{пр}}$ , где  $m_{\text{пр}}$  — предельный коэффициент вытяжки, установленный экспериментально для конкретного материала.

$$\text{Тогда получим: } \psi = \frac{\lambda_{\Sigma}}{\lambda_p} = \frac{2,56 \ln 1/m_{\Sigma}}{2,56 \ln 1/m_{\text{пр}}} = \frac{\ln m_{\text{пр}}}{\ln m_{\Sigma}}.$$

Для ротационной вытяжки сплава АМг6М с  $m_{\text{пр}} = 0,258$ :

$$\psi_i = 0,75 \ln 1/m_i, \quad (5)$$

где  $m_i$  — коэффициент вытяжки на соответствующей операции.

Примем следующие допущения: 1) ротационная вытяжка осуществляется одним роликом; 2) восстановительный ресурс пластичности после отжига равен приблизительно половине суммарного значения  $\psi$  на предыдущих операциях; 3) запас пластичности — 10 %.

Учитывая принятые допущения и связь параметров  $\psi_i$  и  $m_i$ , выраженную зависимостью (5), формулы (2)–(4) запишем в виде:

$$\psi_{\Sigma B3} = \ln \left[ \left( \frac{1}{m_1} \right)^{0,2} \left( \frac{1}{m_2} \right)^{0,41} \left( \frac{1}{m_3} \right)^{0,82} \right] < 1; \quad (6)$$

$$\psi_{\Sigma B2} = \ln \left[ \left( \frac{1}{m_1} \right)^{0,41} \left( \frac{1}{m_2} \right)^{0,82} \right] < 1. \quad (7)$$

Далее определим углы конусности оправок (калибровку инструмента) и связанные с ними коэффициенты ротационной вытяжки для каждого из двух вариантов разрабатываемой технологии.

Первый вариант — получение конического участка  $B$  за три ротационные вытяжки. Так как  $m_1 < m_2 < m_3$  и, соответственно,  $\alpha_1 > \alpha_2 > \alpha_3$ , принимаем:  $2\alpha_1 = 50^\circ$ ;  $2\alpha_2 = 35^\circ$ ;  $2\alpha_3 = 25^\circ$ .

Тогда с учетом ранее принятого коэффициента переутонения  $f = 1,15$  и соотношений  $m_i = \sin \alpha_i / f$  и  $m_i = \sin \alpha_i / \sin \alpha_{i-1}$  получим следующие коэффициенты вытяжки по операциям:  $m_1 = 0,384$ ;  $m_2 = 0,565$ ;  $m_3 = 0,77$ . Итого толщина металла на участке  $B$  после каждой ротационной вытяжки составит:  $t_1 = 2,3$  мм;  $t_2 = 1,3$  мм;  $t_3 = 1$  мм.

Расчет суммарной пластичности по формуле (6) дает  $\psi_{B3} = 0,64$ , в том числе после первой ротацион-

ной вытяжки расчетом по формуле (5) —  $\psi_{B2} = 0,7$ . Таким образом, формирование конического участка  $B$  по первому варианту технологии дает ощущимый запас пластичности.

Второй вариант — получение конического участка  $B$  за две ротационные вытяжки. Принимаем: углы наклона  $2\alpha_1 = 45^\circ$  и  $2\alpha_2 = 25^\circ$ ; коэффициенты вытяжки  $m_1 = 0,325$  и  $m_2 = 0,513$ ; толщины металла после каждой вытяжки  $t_1 = 1,95$  мм и  $t_2 = 1$  мм.

В этом случае пластичность  $\psi_{B2} = 0,98$ , рассчитанная по формуле (7), близка к предельной, т. е. запаса пластичности практически нет. После первой ротационной вытяжки пластичность, рассчитанная по формуле (5), составила  $\psi_{B1} = 0,83$ .

Пластичность на операции глубокой вытяжки определим по формуле  $\psi_{\text{гл.выт}} = 1,2 \frac{\lambda_{\text{гл.выт}}}{\lambda_p(\sigma/T)} < 1$ , где  $\lambda_p$  — деформация, которая для сплава АМг6М определяется по диаграмме пластичности с учетом показателя  $\sigma/T$ , при коэффициенте запаса, равном 1,2.

Г. А. Смирновым-Аляевым в работе [5] была предложена формула для определения степени деформации сдвига материальной частицы, находящейся в краевой части полого изделия:

$$\lambda_{\text{гл.выт}} = \frac{\sqrt{3}-1}{\sqrt{3}} \ln \frac{D}{d} + \frac{2}{\sqrt{3}} \ln \frac{F}{F_1}, \quad (8)$$

где  $D$  и  $d$  — диаметры заготовки и изделия;  $F$  и  $F_1$  — площади торцевых частей заготовки и изделия.

Показатель напряженного состояния при волочении на длинномерной оправке близок к показателю напряженного состояния краевой части деформируемой заготовки при глубокой вытяжке, поэтому его определим по рекомендации работы [6]:

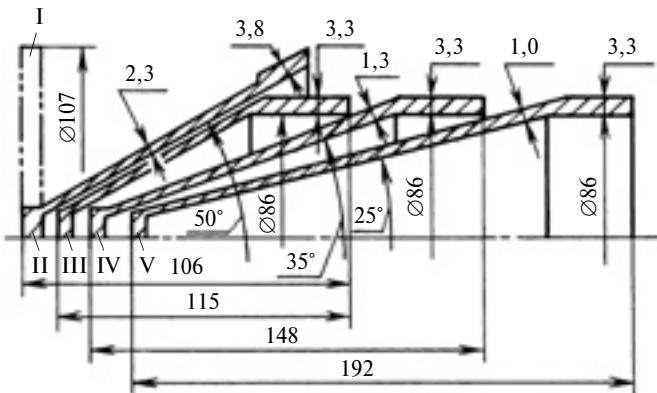
$$\frac{\sigma}{T} = 2 \ln \frac{t_C}{t_{C'}} + 5 - 6 \sqrt{\frac{d_C}{D_{C'}}}. \quad (9)$$

Учитывая, что конечная толщина металла на участке  $C$  известна —  $t_C = 3,3$  мм, совместным решением уравнений (8) и (9) определим толщину металла на участке  $C'$ , которую необходимо получить после первой операции ротационной вытяжки.

Для обоих рассмотренных вариантов получили толщину  $t_{C'} = 3,8$  мм.

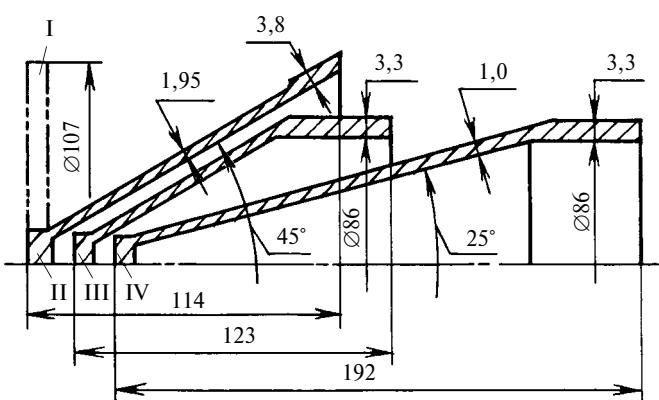
Таким образом, на основании проведенных исследований предложены два варианта обработки металлов давлением, отличающиеся числом ротационных вытяжек и, соответственно, величиной деформации на каждой из них.

В первом варианте для получения изделия из заготовки необходимы три ротационные вытяжки и одна глубокая вытяжка по схеме: первая ротацион-



**Рис. 2. Последовательность изготовления изделия "воронка" из сплава АМг6М:**

I — вырубка заготовки; II, IV и V — соответственно первая, вторая и третья ротационные вытяжки; III — глубокая вытяжка на прессе



**Рис. 3. Последовательность изготовления изделия "воронка" из сплава АМг6М:**

I — вырубка заготовки; II, IV — соответственно первая и вторая ротационные вытяжки; III — глубокая вытяжка на прессе

ная вытяжка, глубокая вытяжка на прессе, вторая ротационная вытяжка, третья ротационная вытяжка (рис. 2).

В втором варианте для получения изделия из заготовки необходимы две ротационные вытяжки и одна глубокая вытяжка по схеме: первая ротационная вытяжка, глубокая вытяжка на прессе, вторая ротационная вытяжка (рис. 3).

Опытно-промышленные испытания партии образцов по 100 шт. в каждом варианте показали, что первый вариант предпочтительнее, так как брак минимален, а выход годной продукции составил 95 %. По второму варианту, хотя он и более производительный, выход годной продукции составил лишь 72 %, причем из отбракованных изделий 90 % (25 изделий) были получены после первой ротационной вытяжки.

Производительность изготовления изделия "воронка" значительно зависит от продолжительности

межоперационного отжига полуфабрикатов после пластического деформирования. Так, время отжига в проходных печах воздушного нагрева составило 2÷2,5 ч. Поэтому был предложен ускоренный отжиг в специальной среде солевого расплава хлоридов металлов  $ZnCl_2$ ,  $KCl$ ,  $NaCl$ . Обработка алюминиевых заготовок в таком расплаве обеспечивает эффективную термическую обработку изделий в течение 5÷10 мин благодаря высокой скорости нагрева в расплаве с высоким коэффициентом теплоотдачи и равномерному распределению температуры по объему. При такой химико-термической обработке в результате химической реакции на поверхности деформируемых изделий из алюминиевых сплавов образуется не только ровный слой цинка, но и переходный слой, представляющий собой химическое соединение, определяющее прочное сцепление цинкового покрытия с алюминиевым сплавом на уровне металлической связи:  $Al + Zn^{2+} \rightarrow Al^{3+} + Zn/Al$ . Способ ускоренного безокислительного отжига с одновременным нанесением цинкового покрытия на алюминиевые заготовки путем химико-термической обработки в солевом расплаве хлоридов  $ZnCl_2$ ,  $KCl$ ,  $NaCl$  защищен патентом [7].

Комплекс теоретических и экспериментальных исследований позволил разработать принципиально новую технологию получения изделий типа "воронка" из алюминиевого сплава АМг6М, основной операцией которой является ротационная вытяжка. Эта технология позволила сократить машинное время обработки в 2,2 раза, цикл изготовления в 1,6 раза и энергопотребление; повысить коэффициент использования металла, исключив образование фестонов после ротационной вытяжки.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Kegg R. L. A New Test Method for Determination of Spinnability of Metals. // Trans. ASME, Series B. Journal of Engineering for Industry. 1961. V. 83. P. 119—124.
2. Романовский В. П. Справочник по холодной штамповке. Л.: Машиностроение, 1979. 520 с.
3. Колмогоров В. Л. Напряжения, деформации, разрушение. М.: Изд-во Металлургия, 1970. 229 с.
4. Богатов А. А. Механические свойства и модели разрушения металлов. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ—УПИ, 2002. 329 с.
5. Смирнов-Аляев Г. А., Чикидовский В. П. Экспериментальные исследования по обработке металлов давлением. Л.: Машиностроение, 1972. 360 с.
6. Валиев С. А. Комбинированная глубокая вытяжка листовых материалов. М.: Машиностроение, 1973. 176 с.
7. Пат. 2468113 Рос. Федерации: МПК C22F 1/04, C23C 10/24. Способ обработки изделий из алюминиевых сплавов (варианты).

# ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.76

В. И. ТРУШЛЯКОВ, д-р техн. наук, К. А. РОЖАЕВА (Омский ГТУ), e-mail: vatrushlyakov@yandex.ru

## Обеспечение требуемого качества проектирования на этапе научно-исследовательских работ на примере разработки бортовой системы спуска ступеней ракет

Выполнен обзор публикаций по вопросам обеспечения качества проектирования сложных технических систем. Определены задачи при разработке методик, направленных на повышение качества научно-исследовательских работ.

**Ключевые слова:** техническая система, проектирование, качество, экспертиза, статический анализ, формальные, динамические и синтетические методы.

The overview of publications on problems of quality support in design of complicated engineering systems is performed. The problems at development of methodics, intended to quality improvement of research works, are determined.

**Keywords:** engineering system, design, quality, examination, static analysis, formal, dynamic and synthetic methods.

При проектировании сложных технических систем (ТС) на этапе научно-исследовательских работ (НИР), как и на последующих этапах (производство, эксплуатация, утилизация), важное значение имеют инструменты определения качества разработок, которое характеризуется соответствием эксплуатационных и других показателей изделия установленным требованиям. Однако на этапе НИР эти требования еще не сформулированы.

Стоимость ТС зависит от затрат на ее создание, производство и эксплуатацию. Если при создании ТС нет прототипов, то необходимы проведение НИР с исследованиями возможных технологических и проектно-конструкторских показателей создаваемой ТС и разработка соответствующего научно-методического обеспечения, так как требования к ТС еще не сформированы. Так, проектирование элементов ракетно-космической техники, не имеющих прототипов, включает в себя следующие этапы [1]:

патентно-информационный поиск в соответствии с ГОСТ Р 15.011—96;

разработка математических и физических моделей, на основе которых анализируется проектируемый объект, в данном случае летательный аппарат (ЛА) и его бортовые системы;

математическое и физическое моделирование функционирования проектируемой ТС;

разработка критериев и методов подтверждения достоверности разработанных моделей;

разработка методики выбора проектных параметров проектируемой ТС.

В настоящее время необходимы разработки по совершенствованию подходов, концепций и методов обеспечения качества исследований, т. е. создание обобщенной характеристики результатов исследования, оценивающей их объективность, глубину, новизну и полезность. Для обеспечения качества опытно-конструкторских работ (ОКР) имеются наработанные подходы, реализованные в ряде научно-технической документации. Для НИР этого нет.

При реализации обеспечения качества еще на начальных этапах НИОКР по созданию образцов ракетно-космической техники могут быть обнаружены недостатки, которые не выявляются на этапе НИР.

Известно, что стоимость обнаружения отказа при эксплуатации в 10 раз превышает стоимость затрат на обеспечение надежности на этапе проектирования ТС, в частности на этапе НИР [2].

На этапах жизненного цикла изделия, следующих за этапом НИР, формирование, достижение, обеспечение и поддержание высокого технического уровня и качества ТС достигается следующим [3]:

переходом от одного вида работы к последующей работе с учетом обоснованных оценок и принятых решений на базе контроля качества;

использованием макетов, моделей, экспериментальных образцов изделия для контроля и подтверждения правильности принимаемых конструкторско-технологических решений в целях обеспечения заданных требований;

проводением входного контроля поступающих на изготовление и комплектацию изделий собственного производства, комплектующих изделий, материалов, полуфабрикатов и т. д.

Анализ НИР, выполняемых с учетом ГОСТов [4—8], показал, что в настоящее время не уделяется достаточного внимания обеспечению качества проводимых исследований.

Есть два пути достижения высокого технического уровня и качества изделия:

обеспечение качества на этапе НИР без возможности сравнения полученных при исследованиях результатов;

обеспечение качества на этапе производства с возможностью контроля по разработанной на этапе НИР документации.

Проанализируем публикации, в которых рассматриваются вопросы обеспечения качества создаваемых сложных научноемких ТС.

В работе [9] рассмотрена разработка метода создания и управления качеством научноемкой продукции, обеспечивающего ее высокую конкурентоспособность. Упор делается на разработку и внедрение форм гармонизации системы менеджмента качества (СМК), в частности на создание эффективной системы управления проектами, выявление и демонстрацию логических связей между процессами, уточнение последовательности действий, определение необходимых информационных, материальных и производственных ресурсов.

Цель исследований, рассмотренных в работе [10], — повышение качества проектирования и производства радиолокационных станций на основе снижения объемов корректировок конструкторской документации, т. е. упор делается на конструкторские работы, при которых возникают опасные явные и скрытые дефекты в конструкторской и технологической документации.

В работе [11] рассмотрены роль службы качества и ее функции в конструкторском бюро и опытном производственном комплексе, а также отмечена необходимость применения CALS-технологий при проектировании. Заметим, что конструкторская документация разрабатывается после этапа НИР.

В работе [12] внимание обращено на одно из наиболее важных и эффективных средств обеспечения высокой надежности изделия — испытания на всех этапах его жизненного цикла. Однако на этапе НИР надежность не может рассматриваться, так как само понятие "надежность" определяет способность объекта выполнять заданные требования, которые формируются на этапе НИР.

Согласно работе [13] необходимо совершенствовать управление процессами всего жизненного цикла изделия, включая планирование и маркетинг, проектирование, технологические процессы, управление кадрами и их обучение. Также отмечается необходимость использования CALS-технологий и разработки связанных с ними стандартов и метрологического обеспечения.

В статье [14] рассматриваются вопросы, связанные с качеством уже готовой продукции, в частности "узкие места" в технологических процессах. Особое внимание уделяется человеческому фактору.

Работа [15] посвящена повышению качества модулей российского сегмента международной космической станции и других перспективных изделий ракетно-космической техники на основе системы

предупреждающих мероприятий, обеспечивающих гарантированное качество, надежность и безопасность на этапах их создания и эксплуатации. Указывается на необходимость разработки базовых положений по гарантиям качества модулей российского сегмента международной космической станции на этапе ОКР.

Таким образом, анализ показал, что в настоящее время не уделяется достаточного внимания такому вопросу, как обеспечение качества исследований на этапе НИР. Проведенные исследования касаются аспектов формирования качества на таком этапе проектирования, когда уже сформированы требования к характеристикам изделия.

Рассмотрим этап НИР, когда уже сформулирована научная проблема, для решения которой требуются разработки соответствующих методов исследования, на основе которых разрабатываются методики выбора проектно-конструктивных параметров проектируемой ТС. В нашем случае разрабатывается система газификации, входящая в состав автономной бортовой системы спуска (АБСС) ступеней ракет космического назначения (РКН) [16].

Для снижения техногенного воздействия отделяющихся частей (ОЧ) ступеней РКН с жидкостными ракетными двигателями (ЖРД) на окружающую среду предлагается использовать АБСС, работа которой основана на использовании энергии, содержащейся в жидких остатках компонентов ракетного топлива (КРТ) после выключения ЖРД, для совершения маневров с применением газовых ракетных двигателей или газореактивных сопел системы стабилизации. Работа АБСС определяется в первую очередь процессом газификации жидких остатков КРТ в условиях невесомости и неопределенности граничного и фазового состояний газожидкостной смеси. Под газификацией подразумевается преобразование в горючие газы органической части твердого или жидкого топлива при высокотемпературном нагревании ( $1000\text{--}2000\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) с окислителем или газифицирующим агентом (кислород, воздух, углекислый газ и т. д.) [17].

Извлечение энергетических ресурсов из невырабатываемых остатков жидкого ракетного топлива в баках ОЧ ступеней РКН в разрабатываемой АБСС основывается на их газификации с последующим сжиганием полученных продуктов в автономном газовом ракетном двигателе. Для исследования этого процесса предлагается использовать математическое и физическое моделирования с использованием экспериментальной модельной установки подачи в баки теплоносителей, параметры которой выбраны по теории подобия на основе анализа реальных процессов, происходящих в топливных баках ОЧ ступеней РКН.

В соответствии с современными научными методами исследования при разработке методик исследований и выбора проектно-конструктивных параметров АБСС используют концепции допущения и пренебрежения ввиду предполагаемой мало-

## Методы верификации математических моделей

Виды методов верификации	Применительно к программному обеспечению [18]	Применительно к теоретико-экспериментальным исследованиям
	<b>1. Экспертиза</b>	
1.1. Техническая экспертиза 1.2. Сквозной контроль 1.3. Инспекция 1.4. Аудит  1.5. Организационная экспертиза  1.6. Экспертиза удобства использования 1.7. Экспертиза защищенности 1.8. Анализ свойств архитектуры	<p>Систематический анализ артефактов проекта квалифицированными специалистами для оценки их внутренней согласованности, точности, полноты, соответствия стандартам и пр. Один из членов команды проверки представляет последовательно все характеристики проверяемого артефакта для его анализа</p> <p>Последовательное изучение характеристик артефакта по определенному плану для обнаружения в нем ошибок</p> <p>Анализ артефактов и процессов жизненного цикла сотрудниками, не входящими в команду проекта, для оценки их соответствия задачам проекта, контракту, общим стандартам и пр.</p> <p>Систематический анализ процессов жизненного цикла и видов деятельности, а также организационных артефактов проекта, выполняемый руководством проекта для контроля его текущего состояния</p> <p>Систематическая оценка различных элементов и аспектов интерфейса с точки зрения определенных эвристик</p> <p>Систематический анализ защищенности системы</p> <p>Модифицируемость — анализ соответствия требованиям элементов архитектуры, влияющих на несколько характеристик</p>	<p>Полное соответствие</p> <p>Анализ возможных схемных ошибок, неверных допущений и ограничений</p> <p>Привлечение экспертов с опытом работы в данном направлении. Разработка схемы их привлечения</p> <p>Полное соответствие</p>
	<b>2. Статический анализ</b>	
2.1. Проверка правил корректности  2.2. Поиск дефектов по шаблонам	<p>Контроль выполнения всех формализованных правил корректности построения артефактов</p> <p>Поиск типичных ошибок и дефектов на основе некоторых шаблонов</p>	<p>Проверка правильности математического описания. Использование известных параметров при расчете новых ММ для определения ее адекватности</p> <p>На основе закона сохранения энергии проведение дополнительных циклов расчетов выходных параметров по другим расчетным схемам</p>
	<b>3. Формальные методы</b>	
3.1. Дедуктивный анализ  3.2. Проверка моделей  3.3. Проверка согласованности	<p>Используется для верификации логико-алгебраических моделей</p> <p>Проверка выполнения набора свойств, записанных в виде утверждений логико-алгебраического исчисления на исполнимой модели</p> <p>Проверяется соответствие между двумя исполнимыми моделями, одна из которых моделирует проверяемый артефакт, проект или работу системы, ее компонента, другая — проверяемые свойства (требования к поведению системы, ее компонента)</p>	<p>Верификация сложных функциональных зависимостей: получение упрощенных моделей из первоначальных отрицательных значений энергии, мнимых величин и т. д.</p> <p>Проверка сложных методик расчета, полученных значений путем решения известной модельной задачи с известным результатом</p> <p>Первая модель — достоверность математического описания объекта, учет всех факторов; вторая — оценка процесса функционирования (устойчивость, качество и пр.)</p>
	<b>4. Динамические методы</b>	
4.1. Мониторинг  4.2. Тестирование	<p>Наблюдение, запись и оценка результатов работы ПО при обычном использовании, тестирование</p> <p>Тестирование системы или компонента в ситуациях из выделенного конечного набора на соответствие проектным решениям, требованиям, общим задачам проекта</p>	<p>При моделировании процессов используют заранее подготовленные сценарии (заданные модельные характеристики, априорно-известный результат)</p> <p>Формируется ситуация (разработка программы проверки из заданного выделенного набора исходных данных и граничных условий) и проверяется на соответствие проектным решениям</p>
	<b>5. Синтетические методы</b>	
5.1. Тестирование на основе моделей 5.2. Мониторинг формальных свойств  5.3. Статический анализ формальных свойств 5.4. Синтетические методы структурного тестирования	<p>Для построения тестов используют формальные модели требований к ПО и принятых проектных решений</p> <p>Фиксация формальных свойств ПО, подлежащих проверке, и встраивание их проверок в систему мониторинга. В дальнейшем выполняется мониторинг ПО, в ходе которого контролируются и выделенные свойства</p> <p>Построение простых моделей поведения кода, позволяющих проверить определенные свойства, но которые могут терять информацию относительно других свойств</p> <p>Разрабатываются инструменты автоматической генерации тестов на основе кода, которые используют дополнительные источники информации (статический анализ кода, формальный анализ и т. п.)</p>	<p>Требует дополнительных проработок по адаптации данного метода для верификации исследуемого класса задач</p>

сти соответствующих членов в основополагающих уравнениях. Кроме того, используют некоторые преобразования и упрощения, приводящие в ряде случаев к методическим и механическим (в результате человеческого фактора) ошибкам и погрешностям.

В частности, имеют место следующие факты:

из-за различных допущений и упрощений происходит отход от первоначальных фундаментальных положений (методические ошибки), при этом степень отступлений зачастую не оценивается;

исполнителями расчетов вносятся разного рода механические ошибки (человеческий фактор): в ходе преобразования формул используют неправильные размерности;

ошибочный выбор численных значений;

делаются ошибки при разработке программы расчетов.

С учетом перечисленного сформулируем задачи в области повышения качества исследований на этапе НИР:

систематизировать и адаптировать существующие методы поиска ошибок для рассматриваемой задачи;

выработать критерии объективности получаемых результатов (и теоретических, и экспериментальных) на каждом этапе исследований, например, на основе законов сохранения энергии или термодинамики и т. д.;

в ходе теоретических и экспериментальных исследований предусматривать параллельность для возможности их сопоставления;

при составлении математических и физических моделей при введении допущений учитывать вносимые этим погрешности;

обязательно проводить верификацию и валидацию по промежуточным этапам исследований.

При разработке методов верификации математических моделей для обеспечения качества проектирования ракетно-космической техники на этапе НИР предлагается использовать работы в области оценки качества программных продуктов американских ученых А. Гупа, С. Керна и М. Гринстрита [18]. В качестве базисных выбраны следующие методы верификации: экспертиза, статический анализ, формальные методы, динамические и синтетические методы [19], каждый из которых включает в себя ряд дополнительных направлений (таблица).

Предлагаемый подход значительно повышает качество проектирования.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Сердюк В. К. Проектирование средств выведения космических аппаратов / Под ред. А. А. Медведева. М.: Машиностроение, 2009. 504 с.

2. Сертификация сложных технических систем / Л. Н. Александровская, И. З. Аронов, В. В. Смирнов, А. М. Шолом. М.: Логос, 2001. 312 с.

3. ГОСТ РВ 15.004—2004. Система разработки и постановки продукции на производство. Военная техника. Стадии жизненного цикла изделий и материалов. М.: Стандартинформ, 2005. 20 с.

4. ГОСТ РВ 15.1 000—92. Система разработки и постановки продукции на производство. Военная техника. Основные положения. М.: Изд-во стандартов, 1992. 8 с.

5. ГОСТ РВ 15.105—2001. Система разработки и постановки продукции на производство. Военная техника. Порядок выполнения научно-исследовательских работ и их составных частей. Основные положения. М.: Изд-во стандартов, 2002. 39 с.

6. ГОСТ РВ 15.002—2003. Система разработки и постановки продукции на производство. Военная техника. Системы менеджмента качества. Общие требования. М.: Изд-во стандартов, 2004. 41 с.

7. ГОСТ РВ 15.110—2003. Система разработки и постановки продукции на производство. Военная техника. Документация отчетная научно-техническая на научно-исследовательские работы, аванпроекты и опытно-конструкторские работы. М.: Изд-во стандартов, 2003. 19 с.

8. ГОСТ Р ИСО 10006—2005. Руководство по менеджменту качества при проектировании. М.: Стандартинформ, 2005. 41 с.

9. Погосян А. М. Разработка метода создания и управления наукоемкой продукцией: Дис. ... канд. техн. наук. М.: 2011. 141 с.

10. Гвоздарев Р. С. Повышение качества проектирования и производства РЭС на основе разработки методических принципов снижения объемов корректировок конструкторской документации: Дис. ... канд. техн. наук. М.: 2012. 153 с.

11. Подъячев М. В., Першин В. Е., Абдулин А. И. Качество проектирования и разработки в самолетостроительной корпорации // Стандарты и качество. 2013. № 6. С. 68—70.

12. Мельников И. В. Основные направления повышения надежности ракет космического назначения // Тр. XXXVI академических чтений по космонавтике "Актуальные проблемы российской космонавтики". М.: 2012. С. 317, 318.

13. Джинчарадзе А. К. Создание сложных научно-технических систем и изделий с применением комплексов стандартов CALS-технологий и СРПП / Стандарты и качество. 2011. № 5. С. 44—47.

14. Митин А. В. Факторы, влияющие на качество продукции в машиностроении // Стандарты и качество. 2013. № 3. С. 66—69.

15. Черленяк Н. Н. Разработка методов повышения качества модулей российского сегмента международной космической станции на этапе их создания и эксплуатации: Дис. ... канд. техн. наук. М.: 2011. 146 с.

16. Космический мусор. Предупреждение образования космического мусора / В. А. Архипов, В. Ю. Куденцов, В. И. Трушляков и др.; под общ. ред. Г. Г. Райкунова. Т. 2. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2013. 188 с.

17. Трушляков В. И., Куденцов В. Ю. Газификация жидких остатков ракетного топлива в условиях малой гравитации // Полет. 2011. № 3. С. 33—40.

18. Кулямин В. В. Методы верификации программного обеспечения. М.: Институт системного программирования РАН, 2008. 117 с.

19. Рожаева К. А. Постановка задачи разработки методов оценки достоверности результатов научно-исследовательских и проектно-конструкторских разработок // Тр. IV общероссийской молодежной науч.-техн. конф. "Молодежь. Техника. Космос". 14—16 марта 2012. СПб.: Балтийский ГТУ, 2012. С. 368, 369.

УДК 378.6

В. П. БЫКОВ, канд. техн. наук (Петербургский государственный университет путей сообщения),  
e-mail: vlad\_bykov@mail.ru

## Пути совершенствования системы подготовки специалистов высшей квалификации для машиностроения

Рассматриваются пути совершенствования учебного процесса в вузах машиностроительной отрасли.

**Ключевые слова:** учебный процесс, трансдисциплинарность, семантическая сеть, синергетика, онтология.

The ways of improvement of academic activity in higher educational institutes of engineering industry are considered.

**Keywords:** academic activity, transdisciplinarity, semantic net, synergetics, ontology.

Научно-технический прогресс обуславливает увеличение сложности не только создания машиностроительной техники, но и ее обслуживания, что требует повышения знаний специалистов данной отрасли, а следовательно, совершенствования их подготовки в учебных заведениях. Перспективы России в этой области обозначили отечественные ученые в работе [1]: "Чтобы у страны было будущее, ее институты и университеты не должны отражать реалии государства, отбрасываемого в третий мир. Разумно действовать, следя принципам опережающего отражения или генерации будущего, планируя возрождение России. Следует действовать, имея в виду, прежде всего, потребности информационного общества и постиндустриальной эпохи. Это предполагает нестандартные подходы, опирающиеся на разработки отечественных и зарубежных мозговых центров, на ростки новых подходов, культивируемые в мировой и отечественной высшей школе".

Во Всемирной декларации о высшем образовании для XXI века, принятой участниками Международной конференции по высшему образованию (Париж, октябрь 1998 г.), даны следующие рекомендации: поощрять трансдисциплинарность программ учебного процесса и учить будущих специалистов использовать трансдисциплинарный подход для решения сложных проблем природы и общества.

Трансдисциплинарность — способ расширения научного мировоззрения, заключающийся в рассмотрении того или иного явления вне рамок какой-либо одной научной дисциплины. Трансдисциплинарный подход характеризуется полнотой познаний об окружающем мире в отличие от дисциплинарных, междисциплинарных и мультидисциплинарных подходов.

Дисциплинарный подход в сфере образования формирует специалиста, использующего для решения поставленных задач лишь методы конкретной предметной области, т. е. отдельной учебной дисциплины.

Междисциплинарный подход допускает использование в конкретной предметной области методов

исследований, принимаемых в других предметных областях.

При мультидисциплинарном подходе предмет исследований рассматривается с позиций разных дисциплин с использованием их традиционных подходов и методов. При этом появляется возможность выявить сходства исследуемых предметных областей.

При трансдисциплинарном подходе мир рассматривается как единая упорядоченная среда (ЕУС), каждый элемент которой характеризуется естественными физическими или/и логическими границами, рассматривается как упорядоченная среда, к исследованию которой можно применить общие принципы. Любая научная дисциплина, изучающая упорядоченные среды, включает в себя определенные концептуальные понятия. Трансдисциплинарный подход как научная дисциплина, изучающая ЕУС, также опирается на концептуальные понятия, имеющие ассоциативные связи с понятиями упорядоченной среды.

В настоящее время трансдисциплинарное образование находится на начальном этапе развития [2]. Однако уже можно обозначить его методологическое ядро, которым является синергетика — научное направление, в основе которого лежит самоорганизация системы.

По мнению И. Пригожина и И. Стенгерса, цель синергетики заключается в том, чтобы в разнообразии естественных наук найти направление в составлении единой картины мироздания.

Термин "синергетика" в 70-е годы прошлого века предложен ученым-физиком Германом Хакеном. Он имеет два значения: первое — междисциплинарный подход, вскрывающий новые свойства и качества сложных систем, отличные от свойств элементов, составляющих эту систему; второй — особое направление исследования, объединяющее научные данные различных дисциплин для достижения целостного системного видения проблемы.

На основании Федерального государственного образовательного стандарта высшего профессионального образования специалист должен обладать общекультурными и профессиональными компетенциями. Под общекультурными компетенциями понимается способность представить современную картину мира на основе целостной системы естественнонаучных и математических знаний. При этом картина мира открывается студенту в рамках выбранной им специальности посредством изучаемых дисциплин, число которых ≈ 50. В настоящее время методика обучения основывается на дисци-

плинарном подходе, при котором каждая дисциплина дает студенту фрагментарную картину мира. При этом сегодня главная цель студента — сдать экзамен, а дальше полученные знания стираются из памяти. Большинство студентов после окончания семестра выбрасывают конспекты лекций. Проверки выявляют лишь остаточные знания от пройденных дисциплин, а иногда и полное их отсутствие.

Особенно это относится к студентам с низкой посещаемостью занятий. Многим из них удается подготовиться к экзамену и успешно его сдать. Однако ввиду непонимания связей между дисциплинами и неосознания их необходимости для осваиваемой профессии знания из "оперативной" памяти этих студентов стираются сразу после сдачи экзамена, так как в долговременной памяти информация закрепляется, если она используется.

Поэтому если систему подготовки специалистов формировать как ЕУС, с ассоциативными связями между дисциплинами, при изучении новой дисциплины студент будет применять знания уже освоенных дисциплин, что сегодня нередко вызывает затруднения.

Так, например, на занятиях по дисциплине "Надежность машин" выясняется, что большинство студентов забыли изученные ранее основы теории вероятности, и преподавателям приходится напоминать о таких понятиях, как случайные события, закон распределения случайных величин, математическое ожидание, дисперсия, плотность распределения случайной величины и пр.

При трансдисциплинарном подходе в сфере образования прежде всего необходимо донести до студента цель данного образования и проблемы, решаемые в этой области. Например, специалисты по наземным транспортно-технологическим средствам должны не просто изучить эти средства, а знать направления их совершенствования.

При трансдисциплинарном подходе в ЕУС план для каждой специальности будет учитывать ассоциативные связи с другими дисциплинами. Обучение должно начинаться с дисциплины "Введение в специальность", основу которой составляет синергетика, раскрывающая механизмы эволюции и самоорганизации в предметной области. По мере изучения новых дисциплин для студента расширяется семантическая сеть — информационная модель предметной области в виде ориентированного графа, вершины которого соответствуют объектам предметной области, а связывающие их линии задают отношения между ними. К созданию семантической сети необходимо привлекать всех участников образовательного процесса.

Большое значение имеет и форма представления семантической сети. В этом вопросе может быть полезна онтология как дисциплина, в которой используются построения специфических системных понятий, описывающих определенную предметную область [3]. Здесь понятия отражаются с помощью концептов, отождествляемых с объектами (классами), связанными с другими классами.

В связи с этим в учебном плане понятия следует разделять на предметно-независимые, относящиеся ко всем учебным дисциплинам, и специальные, относящиеся к определенной дисциплине.

В настоящее время существуют десятки сред для разработки онтологий, наиболее часто используются Сус и Protégé. Онтологии разных учебных дисциплин можно интегрировать. В онтологиях обеспечивается возможность вывода ответов на запрос о связи входящих в них понятий, что может служить внешним отображением знаний, относящихся к предметной области. Так, например, на запрос о связи понятия "динамический анализ" с другими понятиями семантической сети ответом будут такие понятия, как "дифференциальное уравнение", относящееся к математике, "скорость", "ускорение", "сила", относящиеся к теории машин и механизмов.

Параллельно с созданием семантической сети формируется база знаний, включающая в себя определение всех используемых понятий. Преподаватель, вводя понятие, с помощью программы, например Protégé, может представить учащимся другие понятия из уже пройденных дисциплин, ассоциативно связанных с рассматриваемым термином, а также при необходимости показать, где в дальнейшем будет использоваться это понятие, что закрепляет ассоциативные связи между понятиями и включает долговременную память. Если учащиеся затрудняются вспомнить определение пройденных понятий, они могут обратиться к базе знаний.

Неотъемлемой частью обучающего процесса являются аспекты совершенствования объектов предметной области данной дисциплины. При этом задачи технических, математических и естественно-научных дисциплин рассматриваются с позиций экономики, философии, социологии и других гуманитарных наук, создавая тем самым ЕУС.

Закрепление ассоциативных связей понятий учебных дисциплин — это первый этап на пути к ЕУС образовательного процесса. В этих целях можно использовать единое информационное пространство, создаваемое с помощью PLM-систем (например, Teamcenter), в среде которых представляются данные, отражающие все этапы жизненного цикла изучаемых технических средств.

Синергетика, онтология и PLM-технология обеспечивают возможность представить базу знаний специалиста той или иной области, т. е. показать ее внешнюю сторону, внутренняя сторона базы знаний находится в его сознании.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Капица С. П., Курдюмов С. П., Малинецкий Г. Г. Синергетика и прогнозы будущего. М.: Наука, 1997. 285 с.
2. Буданов В. Г. Трансдисциплинарное образование в XXI веке: проблемы становления. <http://spkurdyumov.narod.ru/Budanov12.htm>.
3. Кузнецов О. П., Суховеров В. С., Шипилина Л. Б. Онтология систематизации научных знаний: структура, семантика, задачи // Тр. конф. "Технические и программные средства систем управления, контроля и измерения". М.: Институт проблем управления РАН им. В. А. Трапезникова, 2010. С. 762—773.