ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

2

2012

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,
Стромынский пер., 4.
Телефон: 8-(499)-748-02-91.
E-mail: vestmash@mashin.ru
www.mashin.ru

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

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

Цена свободная

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

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), **Дроздов Ю.Н.,** д-р техн. наук, акад. РИА и РАК (председатель секции конструирования и расчета машин), **Кутин А.А.,** д-р техн. наук, **Омельченко И.Н.,** д-р техн. и экон. наук (председатель секции организации и экономики производства), **Пименов А.Ф.,** 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.** (ответственный секретарь)

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Горин С. В., Куклин М. В. — Оптимизация конструкции резонаторов Гельмгольца по массогабаритным и акустическим показателям 3

Полушкин О. О. — Привод вращения изделия (ротора) на балансировочном станке 6

Медведев Ю. А., Морозов В. В., Кузнецов В. П. — Исследование компоновок многодвигательных электрогидравлических приводов 10

Никифоров С. О., Мархадаев Б. Е., Никифоров Б. С. — Безреверсные мехатронные манипуляционные устройства 12

Сергеев С. В., Закиров Р. Г. — Роторные инерционные вибропривоы станков для измельчения хрупких материалов 16

Фасхиев Х. А., Салахов И. И., Волошко В. В. — Кинематический расчет дифференциального механизма автоматической коробки передач 21

Федосеенко В. О. — Программный метод определения оптимального комплекта сменных зубчатых колес кинематических цепей 27

Карелин А. Н., Рудаков В. Ю. — Расчет угла конуса струи распыляемого топлива 30

Хабрат Н. И. — Коэффициенты полезного действия подвижных и неподвижных блоков полиспаста 33

Василенко В. Н., Копылов М. В., Накрайникова А. В. — Создание САПР "Маслопресс" 35

Цикл статей
«Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки»

Дроздов Ю. Н., Тананов М. А., Осипова Е. П., Макаров В. В., Афанасьев А. В., Матвиенко И. В. — Экспериментальное исследование динамики тепловыделяющей сборки в потоке теплоносителя 37

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Карпусь В. Е., Иванов В. А. — Точность базирования валов в призмах 40

Кабалдин Ю. Г., Серый С. В., Уткин А. А. — Моделирование процессов трения и смазывания при резании на основе квантово-механических расчетов. . . 46

Гордиенко П. С., Жевтун И. Г., Достовалов В. А., Курявый В. Г., Баринов Н. Н. — Состав и структура углеродосодержащих локальных участков, формируемых на титановых сплавах в электролитах 52

Красильников А. Я., Красильников А. А. — Зависимость эксплуатационных показателей цилиндрической магнитной муфты от марки высококоэрцитивного постоянного магнита 55

Шаякберов В. Ф., Гепштейн Ф. С., Янтурин Р. А. — Эксплуатация установок электрических центробежных насосов с гибкими муфтами в искривленных скважинах 60

Обработка материалов без снятия стружки
Цикл статей
"Новый метод решения сложных вариационных задач обработки давлением"

Воронцов А. Л. — Математическое описание образования вогнутости верхнего торца заготовки при прошивке 61

Серия статей
«Проблемы теории и практики резания материалов»

Мальков О. В., Головко И. М. — Разработка и исследование модели точности профиля наружной резьбы при охватывающем резьбофрезеровании 65

Арзуманян А. М. — Комплексное исследование тонколезвийной обработки цветных металлов и сплавов режущими пластинами из синтетического корунда 70

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Амиров Ф. Г. — Предпроектный анализ производства 75

Герцик Ю. Г. — Роль контроля качества и инновационных проектов в повышении эффективности и конкурентоспособности медико-технических предприятий . . 79

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Герасимов В. Я., Герасимова О. В. — Влияние механических свойств углеродистой стали на упрочнение стержневых заготовок при высадке 84

Рубин А. М. — Расчетно-экспериментальный метод оценки податливости витков резьбы 86

Авторам 88

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Gorin S. V., Kuklin M. V. — Optimization of the Helmholtz resonators embodiment on mass-overall and acoustic parameters

Polushkin O. O. — Rotary drive of the product (rotor) on balancing machine

Medvedev Yu. A., Morozov V. V., Kuznetsov V. P. — Study of the multi-motor electro-hydraulic drives layouts

Nikiforov S. O., Markhadaev B. E., Nikiforov B. S. — Reverseless mechatronic handling devices

Sergeev S. V., Zakirov R. G. — Rotary inertial vibrodrives of machines for shredding of brittle materials

Faskhiev Kh. A., Salakhov I. I., Voloshko V. V. — Kinematic calculation of differential mechanism of the automatic transmission

Fedoseenko V. O. — A soft determination method of the optimal set of changeable gears of kinematic chains

Karelin A. N., Rudakov V. Yu. — Calculation of cone angle of the jet fuel spray

Khabrat N. I. — Efficiencies of movable and fixed blocks of the polyspasts

Vasilenko V. N., Kopylov M. V., Nakraiinikova A. V. — Creation of a CAD system, "Maslopress"

A series of articles
«Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication»

Drozdov Yu. N., Tananov M. A., Osipova E. P., Makarov V. V., Afanac'ev A. V., Matvienko I. V. — Experimental study of the fuel assembly dynamics in the flow of coolant

MANUFACTURING ENGINEERING

Karpus' V. E., Ivanov V. A. — Shafts basing accuracy in the prisms

Kabaldin Yu. G., Seryii S. V., Utkin A. A. — Modeling of the friction and lubrication processes at cutting based on the quantum-mechanical calculations

Gordienko P. S., Zhevtun I. G., Dostovalov V. A., Kuryavyii V. G., Barinov N. N. — Composition and structure of carbonaceous sites formed on titanium alloys in the electrolytes

Krasil'nikov A. Ya., Krasil'nikov A. A. — The dependence of operating characteristics of cylindrical magnetic coupling on the type of high-coercive permanent magnet

Shayakberov V. F., Gepshteiin F. S., Yanturin R. A. — Exploitation of the electric centrifugal pumps installations with flexible couplings in the curved bores

Working of the materials without chipping.
A series of articles
"A new solution method of complicated variation problems of non-cutting shaping"

Vorontsov A. L. — Mathematical description of the workpiece upper end concavity formation at broaching

A series of articles
«Problems of theory and practice of materials cutting»

Mal'kov O. V., Golovko I. M. — Development and investigation of the external thread profile model accuracy at female milling

Arzumanyan A. M. — A comprehensive study of thin-blade processing of nonferrous metals and alloys by the cutting plates of synthetic corundum

ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION

Amirov F. G. — A pre-project analysis of the production

Gertsik Yu. G. — A role of quality control and innovation projects in the efficiency and competitiveness enhancement of medico-technical enterprises

TECHNICAL INFORMATION

Gerasimov V. Ya., Gerasimova O. V. — The influence of mechanical properties of carbon steel on the reinforcement of rod-shaped billets at extrusion

Rubin A. M. — An experiment-calculated method for assessing of the thread turns compliance

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*
Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Т. В. Пчелкина*

Сдано в набор 01.12.2011. Подписано в печать 16.01.2012.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 10,78. Уч.-изд. л. 12,62. Заказ 45.

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

© ООО "Издательство Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2012

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 628.517:621.643

С. В. ГОРИН, д-р техн. наук (Севмашвтуз-филиал СПбГМТУ),
М. В. КУКЛИН (ОАО "ПО "Севмаш")

Оптимизация конструкции резонаторов Гельмгольца по массогабаритным и акустическим показателям

Представлены расчеты оптимизации габаритных размеров резонаторов Гельмгольца, обеспечивающих эффективное снижение уровня гидродинамического шума в жидких рабочих средах трубопроводных систем.

Ключевые слова: резонатор Гельмгольца, оптимизация, гидродинамический шум.

In the paper the calculations of optimal overall dimensions of Helmholtz resonators to ensure effective reduction of hydrodynamic noise in liquid operating environments of pipeline systems are presented.

Keywords: Helmholtz resonator, optimization, hydrodynamic noise.

Анализ работ по применению резонаторов Гельмгольца в трубопроводах энергетических установок позволил сделать вывод об эффективности их использования для снижения уровней колебаний жидких рабочих сред в определенном диапазоне частот [1]. При использовании резонаторов в энергетических установках в ограниченном пространстве, например на судах, важно обеспечить заданное снижение уровня гидродинамического шума при минимальных габаритных размерах резонаторов.

Резонатор Гельмгольца (рис. 1) представляет собой колебательную систему, состоящую из акустической массы m, жесткости K и сопротивления R трения. Для такого резонатора дифференциальное уравнение колебаний системы, известной в теории звука под названием "резонатор Гельмгольца", можно записать в виде [2]:

$$m\ddot{y} + R\dot{y} + Ky = p,$$

где y, $\dot{y}$, $\ddot{y}$ — объемные смещение, скорость, ускорение среды в горле резонатора.

Акустическая масса колебательной системы определяется массой жидкости, заключенной в горле: $m = \dfrac{\rho l_э}{S}$, где ρ — плотность жидкости; S — площадь поперечного сечения горла; $l_э$ — эффективная длина горла. Акустическая жесткость $K = \dfrac{E}{V}$ определяется упругостью жидкости объемом V, расположенной в полости

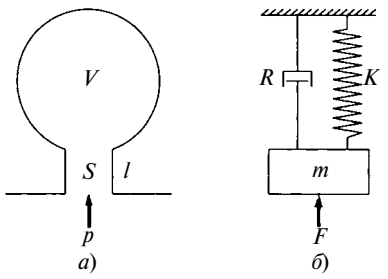


Рис. 1. Схема резонатора Гельмгольца (*а*) и его физическая модель (*б*)

резонатора ($E = \rho c^2$ — модуль объемной упругости жидкости, c — скорость звука в жидкости). Акустическое сопротивление трения $R = \dfrac{K\eta}{\omega}$, где η — коэффициент потерь, $\omega = 2\pi f$ — круговая частота; f — частота колебаний.

Отношение звукового давления p к скорости объемного смещения называется акустическим импедансом:

$$Z_Г = \frac{p}{\dot{y}} = R + j\left(\omega m - \frac{K}{\omega}\right) = \frac{E\eta}{V\omega} + j\left(\omega\frac{\rho l_э}{S} - \frac{E}{V\omega}\right).$$

Об изменении уровня колебаний рабочей среды в трубопроводной системе после установки в ней резонатора Гельмгольца можно судить по изменению амплитуды L колебаний [3]:

$$\Delta L = 20\lg\left|1 + \frac{Z_и Z_н}{Z_Г(Z_и + Z_н)}\right|, \text{ дБ}, \quad (1)$$

где $Z_и$, $Z_н$, $Z_Г$ — акустические сопротивления (импедансы) волновода со стороны соответственно источника колебаний, нагрузки (части трубопроводной системы после сечения, в котором установлен резонатор) и собственно импедансного включения (резонатора Гельмгольца).

При установке резонатора в волновод, который представляет собой прямую трубу, закрытую с одной стороны жесткой крышкой и заполненную водой, акустические сопротивления определяются выражениями: $Z_и = -j\dfrac{\rho c_т}{S_в}\operatorname{ctg}(kl_и)$;

$Z_н = j\frac{\rho c_т}{S_в}\operatorname{tg}(kl_н)$, где $S_в$ — площадь поперечного сечения волновода; $k = \omega/c_т$ — волновое число ($c_т$ — скорость звука в среде с учетом податливости стенок волновода); $l_и$, $l_н$ — длины участков волновода соответственно от начального и конечного сечений до сечения в котором установлен резонатор.

Согласно формуле (1) максимальное снижение колебаний рабочей среды (т. е. максимальное увеличение ΔL) имеет место при $Z_Г \to 0$, т. е. при совпадении частоты собственных колебаний резонатора Гельмгольца с частотой источника гидродинамического шума, например частотой колебаний лопастей центробежного насоса. Как правило, частоты вращения роторов насосов, а значит и частоты их лопастей, не изменяются, следовательно, частота собственных колебаний резонатора должна быть неизменной: $f_0 = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K}{m}} = \frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{S}{Vl_э}}$, и должна равняться частоте лопастей насоса, а также оставаться неизменной при вариациях объемной полости, длины и радиуса горла резонатора.

Исходные данные для расчета эффективности резонатора Гельмгольца: плотность воды $\rho = 1000$ кг/м^3; модуль объемной упругости воды $E = 2{,}1 \cdot 10^9$ Па; скорость звука в воде с учетом податливости стенок стальной трубы $c_т = 1334$ м/с; внутренний диаметр трубы $d = 0{,}09$ м; площадь поперечного сечения волновода $S_в = 6{,}362 \cdot 10^{-3}$ м^2; коэффициент потерь в горле $\eta = 42{,}6 \cdot 10^{-3}$; радиус горла резонатора $r = 0{,}3 \cdot 10^{-2}$ м; площадь поперечного сечения горла $S = 2{,}827 \cdot 10^{-5}$ м^2; длина горла резонатора $l = 15{,}3 \cdot 10^{-2}$ м, эффективная длина горла резонатора $l_э = 1 + 1{,}57r = 15{,}8 \cdot 10^{-2}$ м; объем полости резонатора $V = 0{,}5 \cdot 10^{-3}$ м^3; частота собственных колебаний резонатора $f_0 = 138$ Гц; расстояние от жесткой крышки до оси горла резонатора $l_и = 0{,}36$ м; расстояние от оси горла резонатора до плоскости поверхности воды $l_н = 2{,}07$ м.

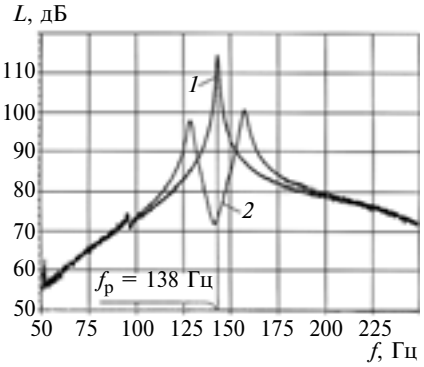


Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики трубопровода без резонатора (*1*) и с резонатором (*2*)

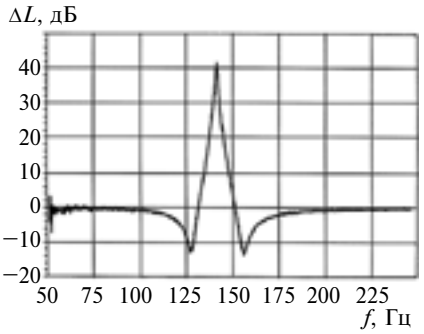


Рис. 3. Эффективность снижения колебаний давления в трубопроводе резонатором Гельмгольца с частотой собственных колебаний 138 Гц

Сопоставление амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) трубопроводов без резонатора и с ним (рис. 2) показало, что на частоте собственных колебаний резонатора $f = f_0 = 138$ Гц имеет место наибольшее снижение уровней пульсаций давления в рабочей среде (т. е. уровня гидродинамического шума). Положительный эффект наблюдается в диапазоне $f = 132 \div 153$ Гц (рис. 3), а при $f = 90 \div 132$ Гц и $f = 153 \div 210$ Гц уровни пульсаций давления возросли, т. е. имеет место отрицательный эффект.

Эффективность установки в трубопровод резонатора Гельмгольца оценивали по разнице уровней пульсаций давления, измеренных в одной и той же точке, при отсутствии и наличии на стенке трубы резонатора. Анализ АЧХ трубопровода (см. рис. 2) позволяет сделать вывод, что присоединение к волноводу резонатора Гельмгольца, настроенного на частоту, равную или близкую к резонансной частоте трубы, перестраивает ее АЧХ: пропадает максимум на резонансной частоте $f_р$, а вместо него возникают два максимума на частотах больше и меньше резонансной. При этом максимальное снижение уровней пульсаций давления достигается на резонансной частоте волновода, которое тем больше, чем ближе частота f_0 собственных колебаний резонатора к частоте $f_р$ резонанса волновода.

С целью проверки возможности использования резонаторов Гельмгольца в системах забора воды были проведены испытания на гидродинамическом стенде — аналоге четвертого контура атомной энергетической установки [4]. Лопастная частота центробежного насоса составляла $f_л = 138$ Гц. Частота вращения ротора насоса плавно регулировалась. При установке в трубопроводную систему стенда резонатора с частотой собственных колебаний $f_0 = 138$ Гц снизился уровень колебания давления на лопастной частоте насоса (рис. 4) на 23 дБ.

Результаты теоретических исследований по оптимизации конструкции резонатора приведены в таблице. Для резонатора с объемом полости $V = 0{,}5 \cdot 10^{-3}$ м^3, длиной горла $l = 15{,}3 \cdot 10^{-2}$ м и радиусом горла $r = 0{,}3 \cdot 10^{-2}$ м эффективность снижения гидродинамического шума $\Delta L = 41$ дБ на частоте $f_0 = 138$ Гц подтвер-

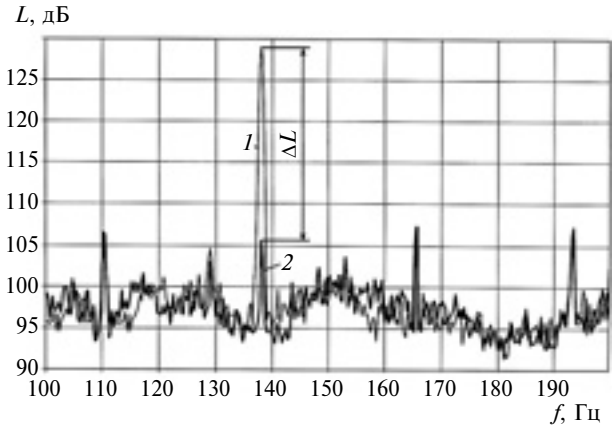


Рис. 4. Спектрограммы пульсаций давления в трубопроводной системе без резонаторов (*1*) и с резонаторами (*2*) с частотой $f_р$ = 138 Гц при лопастной частоте циркуляционного насоса $f_{лоп}$ = 138 Гц

Эффективность (ΔL) резонатора Гельмгольца при разном объеме V полости и варьировании длиной l или радиусом r горла

V, 10^{-3} м^3	l, 10^{-2} м, при $r = 0{,}3 \cdot 10^{-2}$ м	r, 10^{-2} м, при $l = 15{,}3 \cdot 10^{-2}$ м	ΔL, дБ, на частоте f_0 = 138 Гц
6,0	0,85	1,078	63
5,0	1,11	0,980	61
4,5	1,28	0,927	60
4,0	1,50	0,872	59
3,5	1,79	0,813	58
3,0	2,16	0,750	56
2,5	2,69	0,683	55
2,0	3,48	0,609	53
1,5	4,80	0,525	50
1,0	7,43	0,427	46
0,5	**15,30**	**0,300**	**41**
0,3	25,85	0,232	36
0,1	78,50	0,133	27

ждена экспериментальными исследованиями (см. выделенную строку таблицы). Это позволяет использовать расчетные значения ΔL, полученные при других параметрах резонатора для прогноза снижения уровней гидродинамического шума. Из таблицы видно, что при неизменной частоте собственных колебаний резонатора f_0 = 138 Гц объем V полости увеличивается, с уменьшением длины l горла при постоянном его радиусе и с увеличением радиуса горла при постоянной его длине, в результате чего увеличивается ΔL, т. е. эффективность резонатора. Необходимо отметить, что при определенном объеме полости при варьировании длиной горла при постоянном его радиусе, или радиусом горла при постоянной его длине или при одновременном варьировании обоими параметрами эффективность резонатора (величина ΔL) остается постоянной.

В работах [1, 4] было показано, что для снижения низкочастотных колебаний возможно использование глушителей гидродинамического шума — резонаторов Гельмгольца, которые устанавливаются в качестве ответвлений судовых трубопроводов. Чем ниже частотный диапазон снижения гидродинамического шума, тем больше габаритные размеры резонаторов, что приводит к заполнению объемов судовых помещений, и без того насыщенных оборудованием, механизмами и трубопроводами. В зависимости от назначения трубопроводных систем в них используют центробежные и осевые насосы с различным числом лопаток рабочих колес и разной частотой вращения роторов. Следовательно, они имеют разные лопастные частоты.

Для изготовления объемных полостей резонаторов Гельмгольца сферической или другой формы с различными частотами собственных колебаний необходимы разные пресс-формы, что требует дополнительных затрат.

Исследования по оптимизации конструкции резонаторов Гельмгольца показали, что для их использования в целях снижения уровня гидродинамического шума трубопроводных систем необходимо:

иметь типоряд из нескольких объемных полостей резонаторов;

определить максимально допустимый объем полости резонатора для энергетической установки;

выбрать диаметр горла резонатора из типового ряда стандартных труб;

рассчитать длину горла резонатора, обеспечивающую при заданных объеме полости и диаметре горла частоту собственных колебаний резонатора, равную частоте колебаний звукового давления источника гидродинамического шума.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Горин С. В., Куклин М. В.** Эффективность снижения низкочастотных колебаний в гидравлических системах резонаторами Гельмгольца // Вестник машиностроения. 2010. № 5. С. 70—72.

2. **Колебания** и вибрации в поршневых компрессорах / Ю. А. Видякин, Т. Ф. Кондратьева, Ф. П. Петрова, А. Г. Платонов. Л.: Машиностроение, 1972. 224 с.

3. **Ржевкин С. Н.** Курс лекций по теории звука. М.: МГУ, 1960. 335 с.

4. **Горин С. В., Куклин М. В.** Особенности использования глушителей гидродинамического шума на судах // Судостроение. 2010. № 3. С. 44—46.

УДК 62-251:533.6.013.423

О. О. ПОЛУШКИН, канд. техн. наук (Донской ГТУ, г. Ростов-на-Дону), e-mail: grunt@mail.ru

Привод вращения изделия (ротора) на балансировочном станке

Предложено применение частотно-регулируемого привода в универсальных балансировочных станках для вращения балансируемого изделия (ротора). Приведен алгоритм выбора его угловой скорости, обеспечивающий эффективную балансировку.

Ключевые слова: балансировочный станок, привод, угловая скорость, балансировка.

Application of frequency-variable drive in universal balancing machines for rotation of balanced product (rotor) is proposed. An algorithm for selecting its angular velocity providing the effective balance is presented.

Keywords: balancing machine, drive, angular speed, balancing.

Привод вращения изделия (ротора) на балансировочном станке бывает двух типов: ременный и осевой [1]. Ременный привод применим не для всех конструкций ротора и используется в основном в станках зарезонансного типа. Более универсален осевой привод на основе различных передач от двигателя к шпинделю станка, позволяющий использовать коробку передач для ступенчатой вариации угловой скорости $\omega_б$ шпинделя. Для бесступенчатого регулирования параметра $\omega_б$ в ряде станков используется двигатель постоянного тока, напрямую связанный со шпинделем. В осевых приводах шпиндель соединяется с балансируемым изделием двухшарнирным карданным валом и жесткой муфтой, конструкция и размеры которой зависят от присоединительного элемента балансируемого изделия. При балансировке на станке изделий с различными присоединительными элементами [1] осевой привод в отличие от ременного требует отдельной балансировки карданного вала и муфты. Таким образом, и при ременном, и при осевом приводах ротора на балансировочном станке имеются весьма ограниченные возможности для вариации $\omega_б$. К тому же совершенно отсутствуют обоснованные методики и рекомендации по назначению угловой скорости $\omega_б$ при технологической подготовке балансировки изделия на станке.

В последнее время в различных отраслях машиностроения в качестве осевых приводов стационарных машин и их отдельных агрегатов широко применяют асинхронные электродвигатели с частотным регулированием [2]. В балансировочных станках отечественного производства (Савеловский машиностроительный завод, фирма "ДИАМЕХ 2000", г. Москва) и ближнего зарубежья (Кировоканский и Одесский заводы прецизионных станков, Минское станкостроительное производственное объединение) такие приводы не используются. Не нашли они широкого применения и в станках известных ведущих фирм Schenk и Hoffmann. Вместе с тем данный привод позволяет осуществлять программируемые плавные пуск и торможение вращения шпинделя в очень широком диапазоне скоростей, что значительно расширяет границы инерционно-массовых и геометрических характеристик изделий, которые можно балансировать на станке, повышая его универсальность. Кроме того, такой привод обеспечивает высокую стабильность заданной угловой скорости $\omega_б$ балансируемого изделия, так как наличие карданной передачи исключает необходимость использования промежуточных передач между двигателем и балансируемым изделием.

С целью реализации всех преимуществ данного привода управление им осуществляется с помощью компьютера по специально разработанной программе. При этом прежде всего необходимо обосновать угловую скорость $\omega_б$ балансировки изделия каждого типоразмера с учетом следующих требований:

обеспечение стабильности показаний измерительной системы станка на принятой угловой скорости $\omega_б$ балансировки: измеренные значения и углы корректирующих дисбалансов при повторных пусках станка с одними и теми же балансируемым изделием и угловой скоростью $\omega_б$ не должны иметь отклонений, превосходящих значения, согласованные с нормой точности балансировки изделия и обоснованные ниже;

диапазон показаний балансировочного станка на угловой скорости $\omega_б$ должен составлять $0{,}25D_{\text{доп}\,j}$, $D_{\text{н}j\text{пр}}$, где $D_{\text{доп}\,j}$ — допустимый дисбаланс в каждой j-й плоскости коррекции; $D_{\text{н}j\text{пр}}$ — практически предельное значение начального дисбаланса в той же плоскости коррекции, определенное либо опытным путем, либо посредством расчетов по эмпирическим зависимостям или отраслевым методикам (например, по нормативам [3, 4]).

Часто последнее требование не может быть выполнено при некотором обоснованном по нижней границе ($0{,}25D_{\text{доп}\,j}$) значении $\omega_б$: хотя достигнутая на этой угловой скорости точность станка и отвечает требованиям к точности балансировки изделия, но верхняя граница диапазона показаний станка меньше $D_{\text{н}j\text{пр}}$ изделия, что приводит к многочисленному браку по несбалансированности. С другой стороны, меньшее значение $\omega_б$, которому соответствует

верхняя граница диапазона показаний станка, может не обеспечить требуемую точность балансировки изделия, что также недопустимо.

Данные требования особенно важны в мелкосерийном производстве с выпуском малых партий при широкой номенклатуре изделий, что требует универсального, легко переналаживаемого балансировочного оборудования. Одним из способов реализации этих требований при технологической подготовке балансировки ротационных агрегатов (их сборочных единиц и деталей) машин любого назначения является применение частотно-регулируемого привода балансировочного станка.

Для этого необходимо:

1. Установить балансируемое изделие на станке.

2. Настроить частотно-регулируемый привод вращения изделия на угловую скорость $\omega_б$, ориентировочно определяемую выражением

$$\omega_б = \sqrt{\frac{1000 P_{\min} \omega_{э\max}}{[e\omega] m}}. \qquad (1)$$

Здесь $P_{\min}$ — минимальное значение главного вектора неуравновешенных сил инерции изделия, сбалансированного по критерию точности $[e\omega] = [e\omega]_{\max}$, $\frac{\text{мм}}{\text{рад/с}}$ [5, 6], где e — эксцентриситет, мм, центра массы изделия (сила $P_{\min}$ проявляется при вращении на балансировочном станке с угловой скоростью $\omega_б$ сбалансированного изделия массой m); $\omega_{э\max}$ — максимальная эксплуатационная угловая скорость вращения балансируемого изделия, рад/с.

Связав $P_{\min}$, Н, с массой m, кг, балансируемого изделия корреляционной зависимостью $P_{\min} = km$, по опыту балансировки различных изделий (барабанов, шкивов, карданных валов и пр.) нашли среднее значение $k = 0{,}05$ Н/кг. Подставив его значение в формулу (1), получили

$$\omega_б = 7{,}07 \sqrt{\omega_{э\max}/[e\omega]}. \qquad (2)$$

Предварительно назначенная частота вращения изделия $n_б = 30\omega_б/\pi$ при балансировке округляется до значения, кратного 100 мин$^{-1}$.

3. Пустить и остановить станок. Зафиксировать значения $D_{кij}$ и $\varphi_{кij}$ корректирующих дисбалансов в плоскостях коррекции $j = 1 \div n_к$ при каждом i-м ($i = 1 \div n_п = 5 \div 7$) пуске вращения балансируемого изделия на станке с частотой вращения $n_б$.

4. Осреднить измеренные дисбалансы и оценить их отклонения от среднего значения.

Среднее значение вектора дисбалансов, определенное по $n_п$ его замерам в каждой j-й плоскости коррекции, находим как

$$D_{кj} = \sqrt{X_j^2 + Y_j^2}, \qquad (3)$$

где

$$\left.\begin{aligned} X_j &= \frac{1}{n_п} \sum_{i=1}^{n_п} D_{кij} \cos\varphi_{кij}; \\ Y_j &= \frac{1}{n_п} \sum_{i=1}^{n_п} D_{кij} \sin\varphi_{кij}. \end{aligned}\right\} \qquad (4)$$

Среднее значение угла корректирующего дисбаланса в каждой j-й плоскости коррекции

$$\varphi_{кj} = \operatorname{sgn} Y_j \arccos \frac{X_j}{D_{кj}}. \qquad (5)$$

Отклонение корректирующего дисбаланса в j-й плоскости коррекции от его среднего значения в i-м замере $\Delta \overline{D}_{кij} = \overline{D}_{кij} - \overline{D}_{кj}$ или

$$\Delta D_{кij} = \sqrt{X_{ij}^2 + Y_{ij}^2}, \qquad (6)$$

где $X_{ij} = D_{кij}\cos\varphi_{кij} - D_{кj}\cos\varphi_{кj}$; $Y_{ij} = D_{кij}\sin\varphi_{кij} - D_{кj}\sin\varphi_{кj}$.

5. Если для всех $j = 1 \div n_к$ при всех $i = 1 \div n_п$ имеет место

$$\Delta D_{кij} \leqslant D_{доп j}, \qquad (7)$$

то частоту вращения изделия при балансировке следует принять равной обоснованному выше значению $n_б$. В противном случае привод станка надо настроить на частоту вращения, уменьшенную на 100 мин$^{-1}$, и повторять пп. 3, 4 до выполнения условия (7). Это обеспечит необходимую стабильность показаний измерительной системы станка, которая при больших значениях начальных дисбалансов в плоскостях коррекции будет тем выше, чем меньше $\omega_б$.

6. Обосновать значение $\omega_{б.н}$, обеспечивающее требуемую нижнюю границу диапазона показаний балансировочного станка. Для этого необходимо сбалансировать изделие с максимально возможной для найденного значения $n_б$ точностью. При этом измеряемый на станке остаточный дисбаланс $\overline{D}_{ост\,j}$ в каждой j-й плоскости коррекции имеет малое неустойчивое значение. От пуска к пуску станка значение и угол дисбаланса $\overline{D}_{ост\,j}$ меняются в широком диапазоне (границы диапазона отличаются до 100 % и более). Определив среднее по $n_п$ замерам (при $n_п = 5 \div 7$) значение $D^{ср}_{ост\,j}$ в каждой j-й ($j = 1 \div n_к$) плоскости коррекции сбалансированного таким образом изделия, надо сравнить его с требуемым значением нижней границы диапазона показаний балансировочного станка.

Если

$$D^{ср}_{ост\,j} \leqslant 0{,}25 D_{доп j},\ j = 1 \div n_к, \qquad (8)$$

то принимают $\omega_{б.н} = \omega_б$. В противном случае принимают $n_б = n_б + 100$ и повторно определяют $D^{ср}_{ост\,j}$ для всех $j = 1 \div n_к$. Эту операцию проводят до выполнения условия (8), определяющего угловую скорость $\omega_{б.н} = \pi n_б/30$, при которой балансировка ротора с малыми значениями дисбалансов в плоскостях коррекции с

точностью $D_{\text{доп}j}$ в каждой j-й плоскости коррекции не вызовет затруднений.

7. Обосновать значение $\omega_{\text{б.в}}$, обеспечивающее требуемое значение верхней границы диапазона показаний балансировочного станка. Для этого в каждой j-й плоскости коррекции сбалансированного изделия воссоздаются сонаправленные дисбалансы $\overline{D}_{\text{н}j\text{пр}}$ на одном и том же для всех плоскостей коррекции угле $\varphi_{\text{н.пр}}$ дисбаланса. Значения $D_{\text{н}j\text{пр}}$ определены по вышеуказанным рекомендациям. При настройке станка, полученной для балансировки изделия с максимально возможной точностью в п. 6, реализуются пп. 3÷5 методики с предусмотренной (по необходимости) корректировкой значения $n_{\text{б}}$ для выполнения условия (7). Найденные при этом средние значения измеренных корректирующих дисбалансов $\overline{D}_{\text{к}}^{\text{ср}}$ позволяют найти их расхождения $\Delta\overline{D}_{j\text{пр}}$ с введенными дисбалансами $\overline{D}_{\text{н}j\text{пр}}$ как

$$\overline{D}_{j\text{пр}} = \overline{D}_{\text{н}j\text{пр}} + \overline{D}_{\text{к}j}^{\text{ср}}, \quad j = 1 \div n_{\text{к}}.$$

В алгебраической форме последнее равенство представляется для каждого j в виде

$$\Delta D_{j\text{пр}} = \sqrt{x_j^2 + y_j^2}, \qquad (9)$$

где

$$x_j = D_{\text{н}j\text{пр}}\cos\varphi_{\text{н.пр}} + D_{\text{к}j}^{\text{ср}}\cos\varphi_{\text{к}j};$$

$$y_j = D_{\text{н}j\text{пр}}\sin\varphi_{\text{н.пр}} + D_{\text{к}j}^{\text{ср}}\sin\varphi_{\text{к}j}.$$

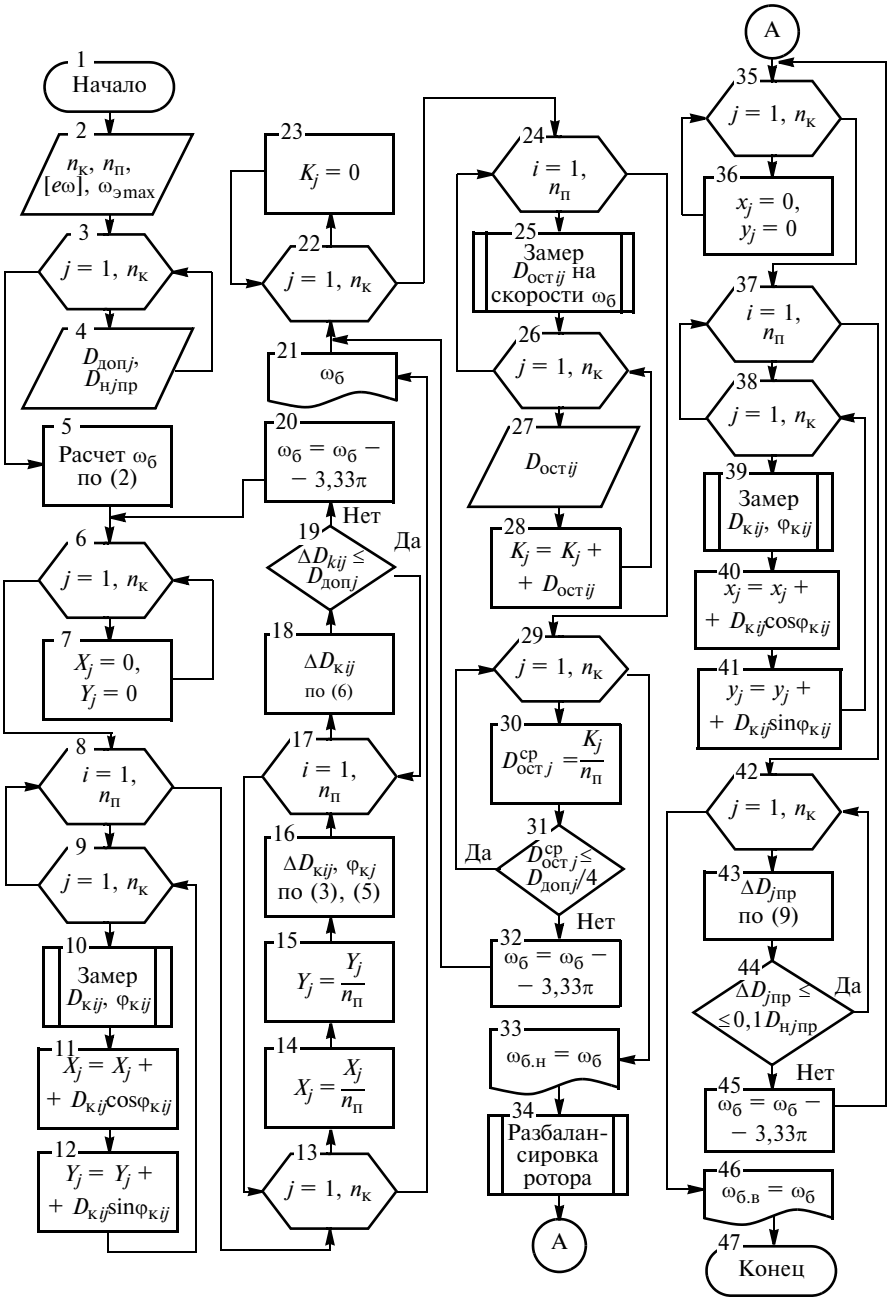
Если найденное

$$\Delta D_{j\text{пр}} \leqslant 0{,}1 D_{\text{н}j\text{пр}}, \qquad (10)$$

принимают $n_{\text{б.в}} = n_{\text{б}}$. Если при этом последнее обоснованное значение $n_{\text{б}} < n_{\text{б.н}}$, изделие подлежит последовательной балансировке на двух частотах вращения: грубой — на частоте $n_{\text{б.в}} < n_{\text{б.н}}$ и точной — на частоте $n_{\text{б.н}}$. При этом необходимо определить настроечные параметры станка (коэффициенты влияния) при балансировке рассматриваемого изделия на частоте вращения $n_{\text{б.в}}$. Поскольку эти параметры будут отличаться от определенных ранее для угловой скорости $\omega_{\text{б.н}}$ балансировки изделия, то для него необходимо предусмотреть предварительную балансировку на угловой скорости $\omega_{\text{б.в}}$ с последующей балансировкой при $\omega_{\text{б.н}}$, выполняемыми на одном и том же станке с частотно-регулируемым приводом.

На рисунке представлен алгоритм выбора $\omega_{\text{б.н}}$, $\omega_{\text{б.в}}$, необходимых для успешной балансировки изделия со следующими функциями блоков:

блок 2 — ввод исходных данных: $n_{\text{к}}$ — число плоскостей коррекции; $n_{\text{п}}$ — число пусков станка, принимаемое для осреднения результатов замеров ($n_{\text{п}} = 5 \div 7$); $[e\omega]$ — максимальное значение критерия качества балансировки



Алгоритм обоснования скорости балансировки изделия на станке с частотно-регулируемым приводом

изделия по действующим стандартам [5, 6]; $\omega_{э\,max}$ — максимальная угловая скорость изделия;

блоки 3, 4 — ввод допустимых ($D_{доп\,j}$) и практически предельных ($D_{н\,j\,пр}$) дисбалансов во всех $j = 1 \div n_к$ плоскостях коррекции изделия;

блок 5 — расчет предварительно принимаемого значения угловой скорости $\omega_б$ балансировки изделия;

блоки 6, 7 — обнуление переменных X_j, Y_j для всех плоскостей коррекции;

блоки 8, 9: блок 8 — проведение замеров для каждого из $n_п$ пусков станка с балансируемым изделием; блок 9 — перебор плоскостей коррекции изделия с накоплением значений переменных X_j, Y_j.

После завершения работы по циклу блоков 8, 9 — переход к циклу блоков 13÷20. В блоках 14÷20 расчет проводится с корректировкой значения $\omega_б$ до тех пор, пока условие блока 19 не будет выполнено для всех $i = 1 \div n_п$ и $j = 1 \div n_к$, после чего в блоке 21 фиксируется значение $\omega_б$, обеспечивающее необходимую стабильность показаний измерительной системы балансировочного станка;

блоки 22, 23 — обнуление характеристик K_j всех плоскостей коррекции изделия;

блоки 24÷28 — замеры и накопление значений остаточных дисбалансов в плоскостях коррекции практически идеально сбалансированного на угловой скорости $\omega_б$ изделия при $n_п$ станка, результаты которых осредняются (блоки 29, 30) и корректировкой $\omega_б$ в блоках 31, 32 обосновывается значение $\omega_{б.н}$, обеспечивающее требуемую точность балансировки изделия и выдаваемое на печать в блоке 33;

блок 34 — разбалансировка изделия до предельного максимального значения в каждой из плоскостей коррекции;

блоки 35÷46 — замеры корректирующих дисбалансов во всех $n_к$ плоскостях коррекции при $n_п$ пусках станка с осреднением результатов замеров по каждой плоскости коррекции и оценкой расхождения $\Delta D_{j\,пр}$ начального и корректирующего дисбалансов по каждой плоскости коррекции (блок 44). По результатам этой оценки корректируется значение $\omega_б$ и обосновывается значение $\omega_{б.в}$, при котором с достаточной точностью измеряются практически предельные значения корректирующих дисбалансов во всех плоскостях коррекции изделия.

Расчет по данному алгоритму выполняется с помощью ЭВМ, агрегатируемой с балансировочным станком нового поколения, оснащенного частотно-регулируемым приводом. Заметим, что в большинстве случаев этот расчет дает $\omega_{б.н} = \omega_{б.в} = \omega_б$. Последнее значение выдается на печать в блоке 21 и равно значению, предварительно определенному в блоке 5. Балансировку такого изделия осуществляют на найденном значении скорости $\omega_б$. Для отдельных изделий, как уже отмечалось, может иметь место $\omega_{б.н} \neq \omega_{б.в}$. Такие изделия балансируются по типовой технологии сначала грубо — на скорости $\omega_{б.в} < \omega_{б.н}$, затем с требуемой точностью — на скорости $\omega_{б.н}$ по той же технологии. Частотно-регулируемый привод вращения изделия на балансировочном станке позволяет без затруднений осуществлять такую балансировку.

В соответствии с приведенным алгоритмом разработана программа, которую установили на компьютер AEON AEC-6850 балансировочного станка нового поколения с частотно-регулируемым приводом, созданного на кафедре "Теория механизмов и машин" ДГТУ, внедренного в производство ООО "Новатор-Плюс" (г. Ростов-на-Дону) в 2009 г. Станок используется для балансировки широкой номенклатуры ротационных агрегатов для запасных частей к зерноуборочным комбайнам (молотильные и измельчающие барабаны, битеры, шкивы). Для каждого из этих агрегатов обосновано расчетами по этой программе и установлено на станке свое значение угловой скорости $\omega_б$.

Заметим, что обоснование и возможность обеспечения любого значения $\omega_б$ балансируемого изделия на балансировочном станке с частотно-регулируемым приводом не исчерпывает его возможностей. Этот привод позволяет осуществлять разгон и торможение вращения изделия на станке в режимах, лишенных ударов. На нем можно легко балансировать приводные элементы (карданный вал и присоединительную муфту). В приводах современных балансировочных станков эти задачи если и решаются, то без должных обоснований, что зачастую приводит к негативным результатам.

Таким образом, использование частотно-регулируемого привода и предложенного алгоритма обоснования значения угловой скорости $\omega_б$ балансировки изделия, а также возможность использования этого привода для обоснованного решения других аналогичных задач повышает эффективность балансировочного оборудования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Справочник** по балансировке / М. Е. Левит, Ю. А. Агафонов, Л. Д. Вайнгортин и др. Под. ред. М. Е. Левита. М.: Машиностроение, 1992. 462 с.

2. **Онищенко Г. Б.** Электрический привод. М.: РАСХН, 2003. 320 с.

3. **МУ 23.2.8—81.** Проектирование уравновешенных роторов сельскохозяйственных машин. М.: Министерство тракторного и сельскохозяйственного машиностроения, 1981. 193 с.

4. **ОСТ 105-022—76.** Роторы жесткие. Расчет начального дисбаланса и корректирующих масс. Киев: ВНИИЖИВМАШ, 1976. 62 с.

5. **ГОСТ ИСО 1940—73.** Требования к качеству балансировки жестких роторов. М.: Изд-во стандартов, 2008. 22 с.

6. **ГОСТ 22061—76.** Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки. Основные положения. М.: Изд-во стандартов, 1984. 136 с.

УДК 62-82/-83

Ю. А. МЕДВЕДЕВ, канд. техн. наук, В. В. МОРОЗОВ, д-р техн. наук, В. П. КУЗНЕЦОВ, канд. техн. наук
(Владимирский ГУ), e-mail: medvedev@vladggu.ru

Исследование компоновок многодвигательных электрогидравлических приводов

Приведены результаты исследования компоновок многодвигательных электрогидравлических приводов с моделированием работы двухдвигательного электрогидропривода на динамическом стенде.

Ключевые слова: многодвигательный электрогидропривод, компоновка, динамический моделирующий стенд.

Investigation results of multi-motor electro-hydraulic drives arrangements with modeling of the twin-engine electro-hydraulic drive operation on the dynamic bench are presented.

Keywords: multi-motor electro-hydraulic drive, arrangement, dynamic modeling test bench.

Компоновки многодвигательных электрогидравлических приводов (МДЭГП) исследовали на динамическом моделирующем стенде. Некоторые параметры (жесткости, зазоры) и характеристики конструктивных элементов оборудования определим для стенда с двухдвигательным электрогидроприводом (ЭГП).

Для уточнения конструктивного расчета параметров стенда определим жесткость рамы (рис. 1), редукторов и зазоры в механических передачах для получения годографов амплитудно-фазовых характеристик МДЭГП [1—6].

Определение конструктивных параметров стенда

Жесткость рамы и редукторов. Жесткость (сопротивляемость деталей механизма деформациям под действием внешних сил и моментов) характеризуется коэффициентом пропорциональности между моментом и деформацией: $C = M/\alpha$, где M — момент, приложенный к упругому звену; α — угол поворота сечения.

Для определения жесткости C рамы и редукторов стенда использовали гидродвигатели (ГД), создающие момент закручивания конструкции рамы, а для измерения угла поворота сечения — теодолиты ТБ-3, предназначенные для измерения горизонтальных и вертикальных углов в полевых и лабораторных условиях. Средняя квадратичная ошибка измерения горизонтальных углов $\pm 3''$, вертикальных — $\pm 5''$; отсчет проводится по лимбу.

На раме *1* стенда (рис. 2) установлены два зеркала *3*, на которые настраиваются теодолиты *5* и *6*. Под действием момента, развиваемого гидродвигателем ГД1 или ГД2 (ротор одного из них закреплен), происходит закручивание рамы и выходного вала редуктора *4* или редуктора *2* на некоторый угол, величина которого визуально фиксируется на лимбах теодолитов. При ослаблении сигнала управления действующим приводом момент уменьшается до нуля, после чего снова фиксируются показания на лимбах теодолитов.

При закручивании конструкции моментом, развиваемым ГД1, при жестко закрепленном роторе ГД2 разность показаний на лимбе теодолита *5* в начале и конце измерения дает угол закручивания выходного вала редуктора *2*, а на лимбе теодолита *6* — суммарный угол закручивания рамы и выходного вала этого редуктора.

При закручивании конструкции ГД2 при жестко закрепленном роторе ГД1 (см. рис. 2) получим угол закручивания выходного вала редуктора *4*. При всех испытаниях записывали показания манометров, установленных на магистралях нагнетания и слива ГД, и с учетом передаточного отношения редуктора рассчитывали приложенный момент

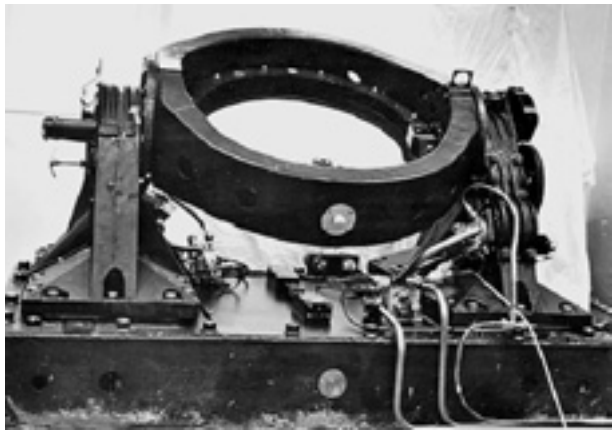


Рис. 1. Рама динамического моделирующего стенда

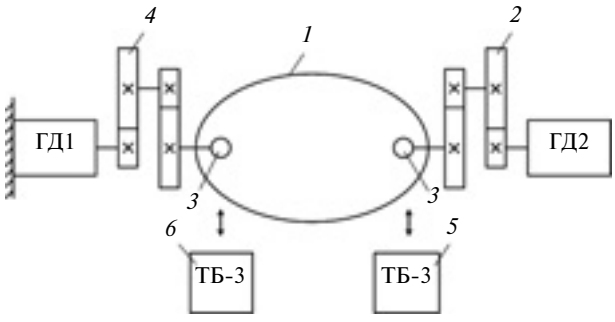


Рис. 2. Схема рамы динамического стенда с теодолитами

Таблица 1

Номер измерения	ГД, создающий момент	Показания теодолита (см. рис. 2)		Δp, МПа	Угол закручивания		M, Н · м	C*, Н · м/рад
		Поз. *6*	Поз. *5*		$\alpha_з''$	$\alpha_з$, 10^{-4} рад		
1	ГД1	1'56"	1'00"	1,85	56"	2,72	354,75	1,30
2		2'55"	1'42"	2,80	1'13"	3,54	536,25	1,53
3		1'50"	1'11"	1,80	39"	1,89	343,50	1,89
4		47"	19"	1,20	28"	1,36	234,00	1,73
5		2'21"	1'12"	2,15	1'09"	3,35	418,50	1,26
6		2'10"	1'18"	2,30	52"	2,48	447,75	1,80
7		4'59"	2'47"	6,25	2'12"	6,4	1210,00	1,87
8	ГД2	42"	1'26"	1,50	44"	2,14	285,0	1,33
9		2'32"	4'03"	4,55	91"	4,41	870,0	1,97

* Среднее значение жесткости — 1,63.

$M = qi/2\pi\Delta p$, где q — удельная подача ГД за один оборот вала; $\Delta p = p_1 - p_2$ — перепад давлений на ГД, измеренный как разность показаний манометров; $i = 75$ — передаточное отношение редуктора. Для усреднения значений жесткости выполняли несколько измерений (табл. 1 и 2).

Определение зазора в механической передаче. В механизме ЭГП стенда предусмотрена возможность выбора мертвого хода между зубчатыми парами, однако полностью мертвый ход выбрать невозможно, поэтому необходимо определить установившиеся зазоры в передачах. Зазоры в механических передачах стенда со стороны ГД1 и ГД2 определяли экспериментально с помощью теодолитов *5* и *6* (см. рис. 2). При отключенном редукторе одного из ГД соответствующий теодолит настраивали на зеркало, установленное на раме стенда, при полностью выбранном в одну сторону зазоре.

Зазор выбирали с помощью грузов, размещаемых на раме с одной стороны, затем груз переносили на противоположную сторону рамы, а на лимбе теодолита визуально фиксировался угол ее перемещения, который соответствовал мертвому ходу рамы.

Для получения среднего значения провели несколько измерений (табл. 3). Установлено, что зазор в механической передаче со стороны ГД2 несколько больше, чем со стороны ГД1 (зазоры приведены к нагрузке).

Определение момента трогания рамы. При исследовании двухдвигательного ЭГП стенда установлено, что рама имеет дисбаланс и момент $M_т$ трогания рамы зависит от направления ее вращения и угла α поворота. Для изучения данной зависимости снята характеристика $M = f(\alpha)$. Момент M (силу F) измеряли с помощью динамометра ИП31АП18, угол α поворота — по шкале поворотного потенциометра, установленного на оси рамы (табл. 4). Полученная зависимость момента дисбаланса от угла поворота рамы близка к синусоиде (относительная погрешность составляет 26 %). Максимальный момент дисбаланса рамы составляет 0,25 % от максимального момента двигателя, приведенного к раме.

Рациональный выбор компоновки многодвигательного соединения с помощью динамического

Таблица 2

Номер измерения	Редуктор (см. рис. 2)	Угол закручивания $\alpha_з$, 10^{-4} рад	M, Н · м	C*, 10^6 Н · м/рад
1	Поз. *4*	5,68	720,00	1,27
2		2,04	285,00	1,40
3		7,38	870,00	1,18
4	Поз. *2*	3,50	418,50	1,18
5		3,79	447,75	1,17
6		8,10	1210,00	1,48

* Среднее значение жесткости — 1,28.

Таблица 3

Место измерения (см. рис. 2)	Зазор при массе груза, г	
	215	430
В редукторе *4*	1'58"	1'12"
	2'00"	1'23"
В редукторе *2*	1'54"	2'08"
	1'52"	2'07"
Средний зазор	1'38"	2'01"

Таблица 4

Направление вращения (со стороны ГД1)	α°	Сила F, Н	M, Н · м	$M_т$, Н · м
По часовой стрелке	22,5	1,0	0,90	0,5
	37,5	3,5	1,97	
	52,5	5,5	2,75	
	62,7	7,5	3,56	
	82,5	9,0	4,20	
Против часовой стрелки	82,5	1,5	1,23	0,62
	67,7	4,0	2,26	
	52,5	7,0	3,46	
	37,5	8,5	4,10	
	22,5	9,5	4,51	

УДК 621.007.52:62-50

С. О. НИКИФОРОВ, д-р техн. наук, Б. Е. МАРХАДАЕВ, канд. техн. наук (СО РАН, г. Улан-Удэ), Б. С. НИКИФОРОВ, канд. техн. наук (Бурятский ГУ, г. Улан-Удэ), e-mail: bmarkh@pres.bscnet.ru

Безреверсные мехатронные манипуляционные устройства[1]

Рассмотрены энергоэффективные безреверсные манипуляционные устройства повышенного быстродействия, их применение, компоновочные структуры, геометрия движений, управление.

Ключевые слова: энергоэффективное, безреверсное, мехатронное манипуляционное устройство, управление, циклоидальные манипуляторы.

In the paper the energy-efficient reverseless manipulate devices with enhanced speed of response, their application, layout structures, geometry of motion, and control are considered.

Keywords: energy-efficient, reverseless, mechatronic manipulate device, control, cycloidal manipulators.

Применение промышленных роботов (ПР) во многом сдерживается их относительно низким быстродействием (15÷20 цикл/мин), высокой стоимостью и значительным потреблением энергии [1]. Число публикаций об исследованиях энергетических свойств ПР невелико. Особого внимания заслуживают работы А. Е. Кобринского, Ю. А. Степаненко, И. Б. Челпанова, В. Л. Жавнера, в которых показано, что затраты энергии приводами исполнительных устройств ПР зависят от рабочей операции, программы ее реализации и кинематической схемы исполнительного устройства ПР. Этими учеными было впервые введено понятие о диссипативных свойствах системы приводов исполнительных устройств, под которыми следует понимать неспособность системы приводов накапливать потенциальную энергию.

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ, проект № 11-08-00717-а.

В настоящее время первоочередными становятся разработка и реализация мехатронных манипуляционных устройств, позволяющих решать новые задачи по созданию специализированных комплексов автоматизации производственных процессов с существенно улучшенными функциональными показателями по стоимости, энергоэффективности, простоте конструктивного исполнения, быстродействию, широте спектра их применения [1]. Целесообразна разработка специализированных мехатронных комплексов с особой формой организации движений исполнительных механизмов для достижения повышенного быстродействия, снижения энергозатрат, упрощения системы управления (СУ), снижения стоимости мехатронных манипуляционных устройств (ММУ) относительно серийно выпускаемых ПР.

При традиционном принципе построения ПР с цикловым программным управлением (ЦПУ) модули всех степеней подвижности имеют отдельные приводы с собственными двигателями и передачами. При работе ПР двига-

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

моделирующего стенда позволяет: уменьшить габаритные размеры привода; уменьшить упругие моменты валопроводов привода в соединениях исполнительного механизма с нагрузкой; выбрать необходимую жесткость привода: уменьшение жесткости компоновки позволяет уменьшить колебания конструкции в области низкочастотного резонанса и, следовательно, исключить возможный излом трубопроводов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Карев В. И., Плунгян А. М.** Динамические стенды для физического моделирования систем управления летательных аппаратов: обзор // Вопросы ракетной техники. 1964. № 10. С. 85—94, № 11. С. 50—58, № 12. С. 102—120.

2. **Клубникин П. Ф.** Объединенные следящие системы с двумя приводами // Автоматика и телемеханика. 1959. № 2. С. 35—42.

3. **Ковтунович В. А., Русанов И. И.** Повышение мощности электропривода блюминга 1100 путем установки дополнительного двигателя на одном валу с основным двигателем // Тр. четвертой всесоюз. конф. по автоматизированному электроприводу. Ч. 2. М.: Энергия, 1966. С. 135—142.

4. **Медведев Ю. А., Кузнецов В. П.** Исследование компоновок многодвигательных электрогидравлических приводов // Библиографический указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы" (№ 116-В2010). 2010. № 4. Б/о 38. 10 с.

5. **Кузнецов В. П., Медведев Ю. А.** Вероятностный подход к расчету многодвигательного гидропривода // Пневматика и гидравлика. Вып. 9. Приводы и системы управления. М.: Машиностроение, 1982. С. 65—72.

6. **Медведев Ю. А., Кузнецов В. П.** Компоновка многодвигательных соединений гидропривода // Библиографический указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы" (№ 182-В2010). 2010. № 4. Б/о 39. 31 с.

тели включаются и разгоняют подвижные части механизмов на каждом этапе движения и затормаживаются перед заданными точками позиционирования, а для выхода в последующие точки те же движения выполняются повторно. Это затрудняет сокращение времени выполнения циклов обслуживания технологического оборудования до $t_y < 3 \div 4$ с и достижение средней скорости схвата более 1,5 м/с.

Предлагается повысить быстродействие манипуляторов с ЦПУ созданием механизмов, в которых ведущие звенья, приводимые в движение роторами электродвигателей, вращаются равномерно (без реверса), а выходные звенья механизмов передачи задают схвату движения по циклоидальным траекториям, удовлетворяющим поставленным ограничениям, с мгновенными остановками в заданных точках позиционирования [1].

Особенностью подобных безреверсных ММУ кроме отсутствия реверса приводных двигателей является то, что траектории перемещения схвата в отличие от СУ серийных ПР задаются исключительно кинематически, хотя их можно получить и при работе приводных двигателей в импульсном режиме [2, 3]. На выбор типа СУ значительно влияет наличие требований к перенастройке траекторий схвата. На рис. 1 безреверсные ММУ классифицированы по их основным эксплуатационным показателям.

Особенности геометрии движений и топологии траекторий рабочего органа безреверсных манипуляторов с базовой компоновочной структурой

Идея использования подобных механизмов в качестве обслуживающих манипуляторов появилась в связи со сходством типовой траектории схвата серийного ПР, работающего в цилиндрической системе координат (рис. 2, *а*), с гипоциклоидой, воспроизводимой безреверсным циклоидальным механизмом (рис. 2, *б*).

Рассмотрим базовую схему ММУ в виде шарнирного двухзвенника (рис. 3): звенья вращаются с постоянными угловыми скоростями; размерами рабочего органа (вместе с объектом) пренебрегаем.

Положение концевой точки B определяется координатами:

$$\left.\begin{aligned} x_B &= l_1\cos\varphi_1 + l_2\cos(\varphi_1+\varphi_2);\\ y_B &= l_1\sin\varphi_1 + l_2\sin(\varphi_1+\varphi_2). \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

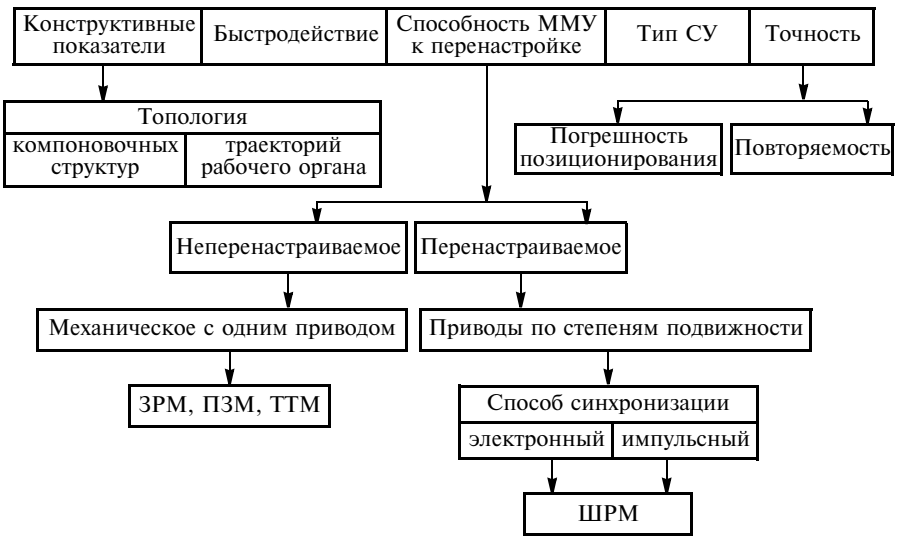


Рис. 1. Эксплуатационные показатели безреверсных ММУ:
ЗРМ — зубчато-рычажный механизм; ПЗМ — планетарно-зубчатый механизм; ТТМ — механизм с тросовыми тягами; ШРМ — шарнирно-зубчатый механизм

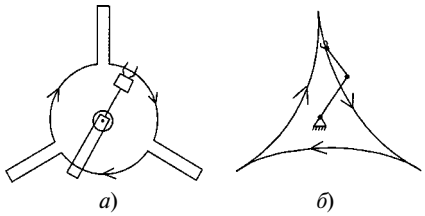


Рис. 2. Траектории схвата промышленного робота (*а*) и циклоидального манипулятора (*б*)

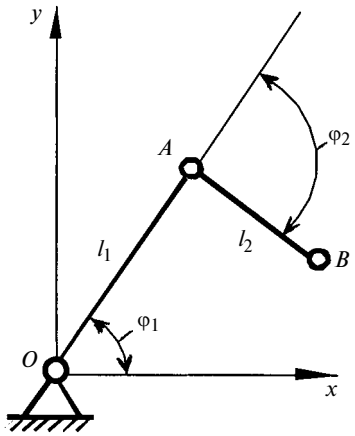


Рис. 3. Шарнирный двухзвенник (рука):
B — концевая точка; l_1 и l_2 — длины звеньев; φ_1 и φ_2 — углы, характеризующие конфигурацию руки

Приводы ММУ с определенной точностью обеспечивают пропорциональность углов φ_1 и φ_2 (звенья вращаются двумя синхронизированными приводами). В общем случае воспроизводимые траектории точки B являются волнообразными или петлеобразными, не замыкаются (расположены внутри кольца, образованного двумя окружностями с центром в точке O). Достаточно полная классификация траекторий, получаемых при различных соотношениях параметров, приведена в работе [4].

Для того чтобы воспроизводимые траектории замыкались после одного оборота и имели точки возврата, т. е. в определенных точках происходила мгновенная остановка, должны быть определенные соотношения между углами и длинами звеньев [1]. Подобные замкнутые траектории с точками возврата делятся на два класса: *эпициклоиды* — получают-

ся при вращении звеньев в одну сторону (острия траекторий направлены внутрь); *гипоциклоиды* (острия траекторий направлены наружу). Известны механические аналоги: эпициклоидой является траектория точки на ободе колеса, катящегося снаружи без скольжения по неподвижному колесу; гипоциклоидой — траектория точки на ободе колеса, катящегося изнутри по цилиндрической поверхности.

Для получения определенного числа n вершин эпициклоиды или гипоциклоиды должны выполняться следующие условия:

для эпициклоиды: $\varphi_2 = n\varphi_1$, $l_1 = (n + 1)l_2$;

для гипоциклоиды: $\varphi_2 = -n\varphi_1$, $l_1 = (n - 1)l_2$.

При обслуживании таких ММУ оборудование располагают по окружности так, чтобы точки возврата находились там, где осуществляют захватывание или установку на заданную позицию переносимых объектов. Типичным является взаимное положение ММУ и оборудования, при котором каждая единица оборудования обращена "лицом" к ММУ, — тогда ММУ воспроизводит гипоциклоиду (рис. 4, *а*). Однако возможны варианты, когда единицы оборудования повернуты "лицом" наружу и траектория должна представлять собой эпициклоиду (рис. 4, *б*). Очевидно, что во втором случае возникают трудности с компоновкой: сам механизм ММУ должен быть расположен вверху, а оборудование — внизу; руки ММУ должны спускаться сверху вниз.

Значительный интерес представляют участки траекторий вблизи точек возврата. Расположим локальную ось X (рис. 5) в точке G возврата так, чтобы оба звена руки были вытянуты по этой оси. Выберем начало новой системы координат в точке G возврата на оси X и направим новую ось X_1 противоположно оси X. Разложив в степенной ряд выражения (1) для координат около точки G и сохранив первые, не

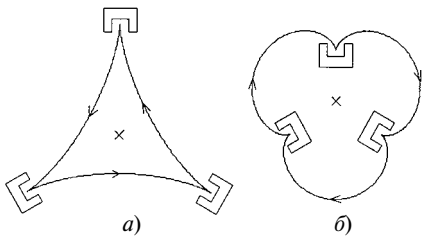


Рис. 4. Компоновки роботокомплексов для гипоциклоиды (*а*) и эпициклоиды (*б*)

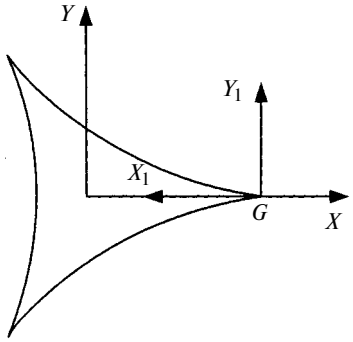


Рис. 5. Система координат в точке G возврата гипоциклоиды

равные нулю слагаемые, для трехвершинной гипоциклоиды ($n = -3$) получим:

$$X_1 = \frac{1}{6} l_1 \varphi_2^2;$$

$$Y_1 = \frac{2}{81} l_1 \varphi_2^3,$$

т. е. в малой окрестности точки G возврата, когда относительный угол φ_2 мал, перемещения по оси Y_1 будут значительно меньше перемещений по оси X_1. В самой точке G касательная к обеим ветвям траектории горизонтальна, а радиус кривизны траектории бесконечен.

Особый интерес представляют траектории, близкие к "чистым" циклоидальным, так как в этом случае:

1) объект манипулирования не является точечным: его различные точки перемещаются по разным траекториям;

2) имеют место погрешности размеров звеньев и кинематические погрешности механизмов задания движений (поворотов) звеньев.

Для анализа целесообразно получить уравнения механизма в вариациях, когда точно соблюдаются условия воспроизведения циклоидальных траекторий с точками мгновенного останова. Зададим параметрам l_1, l_2, φ_1, φ_2 соответственно вариации δl_1, δl_2, $\delta\varphi_1$, $\delta\varphi_2$. Очевидно, что задание $\delta\varphi_1$ приводит только к повороту всей траектории в целом на тот же угол, а задание $\delta\varphi_2$ приводит также к повороту, но на угол $\delta\psi = \dfrac{\varepsilon\delta\varphi_2}{\sqrt{1 + \varepsilon^2 + 2\varepsilon\cos\varphi_2}}$, где $\varepsilon = \dfrac{l_2}{l_1}$, т. е. существенного изменения траекторий можно достичь только при изменении длин l_1 и l_2. При $\delta l_2 = \dfrac{1}{n-1}\delta l_1$ геометрия траектории полностью сохраняется (изменяется только масштаб), т. е. можно рассматривать изменения вида траектории в зависимости только от одного параметра, например от $\delta l = \delta l_2 - \dfrac{\delta l_1}{n-1}$.

Изменение вида траектории проще всего представить наглядно как следствие изменения только длины l_2. Поскольку вариация угла несущественна, одинаковые свойства траекторий получаются для всех точек дуги окружности с центром в точке B (см. рис. 3), в частности "чистая" гипоциклоида получается не для одной точки G (см. рис. 5), а для любой точки окружности, через нее проходящей.

Существенные качественные изменения траектории происходят только вблизи точки G возврата: пропадает горизонтальная касательная; становится конечным радиус кривизны. Для участка траектории путем разложения в степенной ряд выражений (1) вблизи точки G в локальных координатах X_1, Y_1 получим:

$$X_1 = \left[1 - \frac{(\varphi_1 + \varphi_2)^2}{2}\right]\delta l;$$

$$Y_1 = (\varphi_1 + \varphi_2)\delta l,$$

где углы φ_2 и φ_1 близки нулю.

При $\delta l > 0$ вблизи точки G возникает петля, а при $\delta l < 0$ — волна (рис. 6). Наименьший радиус кривизны траектории $\rho = \frac{n-1}{n}\delta l$.

Точнее останов может быть только мгновенным и только для точек, лежащих на окружности с центром в точке B. Для более удаленных от центра точек — траектории петлеобразные, для менее удаленных — волнообразные. Представляет интерес диапазон значений углов поворота звеньев, при которых можно пренебрегать перемещениями объекта. Введем параметр d, характеризующий допуск на перемещение точки (рис. 7).

Очевидно, что пока перемещения точки находятся в пределах квадрата со стороной $2d$, ими можно пренебречь. Диапазон $(-\varphi_2^*, +\varphi_2^*)$, для которого: а) $\varphi_2 < \sqrt[3]{\frac{6n^2}{(n-2)}\frac{d}{l_1}}$, б) $\varphi_2 < 2\sqrt{n \cdot \frac{d}{l_1}}$, определяется численно (рис. 8), где d — свободно задаваемый параметр. Эти результаты являются исходными для расчета времени захватывания объекта в пределах допуска.

Уравнения для рассмотренных вариаций являются исходными для определения погрешностей положения концевой точки, откуда следует, что если не учитывать, что при всех рассматриваемых погрешностях вид траектории качественно изменяется, и учитывать только предельные отклонения точки B от номинального положения, то выявляется раздельное влияние первичных погрешностей: радиальную составляющую погрешности определяют конструктивные погрешности, обусловленные отклонениями длин звеньев от номинальных значений, тангенциальную — кинематические погрешности приводов. При этом следует различать погрешности в фиксированный момент времени и погрешности траекторий, определенные независимо от времени. В последнем случае важно только взаимное рассогласование по углам φ_1 и φ_2. Модели точностного расчета подобных устройств детально представлены в работе [5].

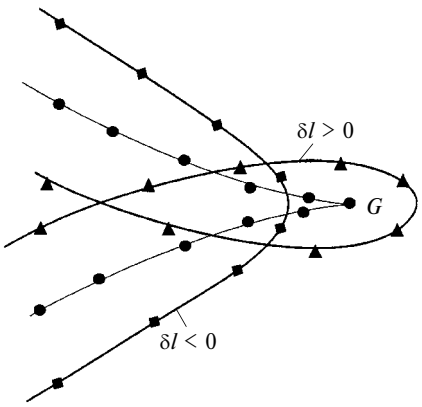


Рис. 6. Гипоциклоида и волновая и петлеобразная траектории

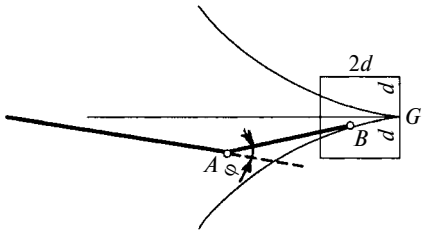


Рис. 7. Характеристика допуска вблизи точки G возврата

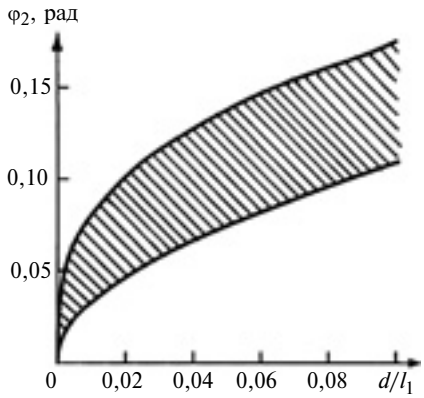


Рис. 8. Диапазон изменения угла φ_2

Функциональные показатели качества безреверсных мехатронных манипуляционных устройств

При отсутствии требований к перенастройке требуется "жесткое", чисто механическое управление безреверсными ММУ. В этом случае достаточно одного привода для ведущего звена. При наличии требований к перенастройке необходимо иметь приводные устройства для каждой степени подвижности, а их работа должна синхронизироваться соответствующей СУ [6] (см. рис. 1). Особенностью такого управления является то, что электроприводы не отключаются, а рабочие позиции обслуживаемого оборудования совмещаются с положениями выстоя.

Вследствие отсутствия реверса приводных двигателей кроме повышения быстродействия ММУ (отсутствует торможение привода) упрощаются СУ по сравнению с СУ серийных ПР и структура электропривода, снижаются требования к датчикам, возможно применение более простых схем электроприводов [4].

Рассматриваемые ММУ имеют определенные преимущества при синтезе, так как по топологии их формирования допускается соединение небольшого набора простых исходных модулей, представляющих собой функционально и конструктивно независимые единицы. При этом в конструктивный модуль кроме механизмов могут входить приводные средства, а также соответствующие энергетические коммуникации [6].

В соответствии с конкретным технологическим процессом из определенного набора модулей можно сформировать достаточно простые энергоэффективные ММУ повышенного быстродействия.

В качестве иллюстрации эффективного применения можно привести приспособление для обработки деталей кузова автомобилей [7], в котором транспортирующее устройство перемещается по кривой с четырьмя положениями выстоя ($N = -4$).

УДК 621.9

С. В. СЕРГЕЕВ, Р. Г. ЗАКИРОВ, кандидаты технических наук (Южно-Уральский ГУ, г. Челябинск), e-mail: sergeev-sv@list.ru

Роторные инерционные виброприводы станков для измельчения хрупких материалов[1]

Обоснована эффективность применения роторных инерционных виброприводов в станках для измельчения хрупких материалов, обеспечивающих управление размерностью измельченного продукта.

Ключевые слова: вибрационные станки, роторные инерционные виброприводы, измельчение, хрупкий материал.

The efficiency of rotary inertial vibrodrives in the machines for shredding of brittle materials providing the dimensionality control of the crushed product is grounded.

Keywords: vibrating machines, rotary inertial vibrodrives, shredding, brittle material.

Измельчение и дробление природных и технических твердых материалов широко используется в промышленности. На данные работы в промышленно развитых странах затрачивается до 7 % всей вырабатываемой энергии [1]. Особенно энергоемкой является подготовка руд к обогащению, так как в металлосодержащих рудах полезный компонент, в виде достаточно мелких включений составляет иногда доли процента. Для обогащения таких руд, т. е. получения концентрата, руду дробят и измельчают, как правило, до размеров порядка 0,1 мм. Для этого на тонну руды в зависимости от необходимой степени измельчения затрачивается порядка 10÷20 кВт·ч. Сегодня наблюдается тенденция к переходу на использование бедных и тонковкрапленных руд, что связано со все большим диспергированием руды и ведет к увеличению затрат энергии на производство 1 т металла. Не менее актуально использование эффективного разрушения материалов и в других отраслях промышленности, например при производстве строительных материалов, абразивов, в порошковой металлургии, при переработке твердых промышленных и бытовых отходов (ТП и БО). На сегодняшний день не перерабатываются отходы стройиндустрии, огнеупорные материалы и металлургические шлаки, так как не существует оборудования, с помощью которого можно было бы их измельчать до порошкообразного состояния.

Из-за высокой стоимости исходных компонентов заводы стремятся рационально использовать отходы производства. Так, металлургический шлак содержит до 40÷50 % железа и других металлов, в том числе и редкоземельных, что ставит его в один ряд с исходным сырьем. Между тем в совершенствовании способов и средств разрушения твердых материалов наблюдается длительный застой: традиционные подходы уже практически исчерпали свои возможности, а новые — еще далеки от широкого использования в промышленности. Поэтому особое значение приобретает уточнение физического механизма разрушения и разработка на его основе рациональных принципов организации этого процесса. В сущности, ставится задача, обратная упрочнению материала, — эффективнее (с наименьшими усилиями и затратами энергии) разрушить материал, что возможно, когда многокомпо-

[1] Работа выполнена в рамках приоритетных направлений научно-исследовательской работы Высшей школы, разработанных Министерством образования и науки РФ по темам: "Технология переработки промышленных и бытовых отходов" и "Проведение научных исследований коллективами научно-образовательных центров в области станкостроения" при финансовой поддержке ФЦП "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" на 2009—2013 гг. (госконтракт № 14.740.11.1123) и РФФИ (проект № 10-08-96040-р_урал_а) на 2010—2012 гг.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 12)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Никифоров С. О.** Циклоидальные манипуляторы: новые схемы, механика, управление, применение // Вестник машиностроения. 2002. № 6. С. 3—8.

2. **Мархадаев Б. Е., Никифоров С. О.** Манипуляторы с импульсным заданием движений // Вестник машиностроения. 2004. № 12. С. 3—8.

3. **Мархадаев Б. Е., Никифоров С. О., Сосоров Е. В.** Импульсные движения манипуляторов типовых кинематических схем // Вестник машиностроения. 2005. № 6. С. 3—8.

4. **Никифоров С. О., Челпанов И. Б., Слепнев В. В.** Быстродействующие циклоидальные манипуляторы. Улан-Удэ: БИЕН СО РАН, 1996. 111 с.

5. **Никифоров С. О., Мархадаев Б. Е.** Точностные модели промышленных роботов // Вестник машиностроения. 1998. № 4. С. 7, 8.

6. **Никифоров С. О., Мархадаев Б. Е.** Классификация и топологические методы формирования компоновочных переменных структур полициклоидальных манипуляционных мехатронных устройств // Вестник машиностроения. 2007. № 12. С. 3—7.

7. **Положительное решение 102006020922.2.** Германия: МПК B 23 Q 7/00. Приспособление для обработки деталей кузова автомобилей.

нентный материал разрушается преимущественно по поверхностям раздела фаз.

Для эффективного размола хрупких материалов необходимо высокоскоростное ударное измельчение, при котором имеет место эффект "раскрытия" породы (селективное дробление), т. е. разрушение материалов по плоскостям спайности минералов и освобождение одних кристаллов (полезных) от других (пустой породы).

Выпускаемое в настоящее время оборудование (конусные вибрационные дробилки) для измельчения хрупких материалов имеет ряд недостатков: крупность исходного материала — до 50÷60 мм; скорость соударения рабочих конусов до 60÷70 м/с для дробилок больших типоразмеров (высокой производительности); степень измельчения для большинства измельчительного оборудования не превышает 3÷7. Эти недостатки значительно сужают область применения данного оборудования, делают недостижимым измельчение до крупности менее 5÷10 мм, т. е. нет достойной замены конусным дробилкам мелкого дробления в применяемых процессах измельчения. Для достижения больших скоростей соударения рабочих конусов требуются большие линейные скорости (50÷120 м/с), а следовательно, и высокая частота вращения вала привода. Развитие техники для измельчения хрупких материалов сдерживается также повышением затрат на ее изготовление и эксплуатацию и возможностью переизмельчения материала.

Методика проведения исследований

В работе [2] отмечено, что новые возможности для повышения эффективности диспергирования материалов открывает применение в станках для измельчения принципиально новых роторных инерционных виброприводов [2], с помощью принудительной синхронизации которых можно увеличить скорость соударения рабочих органов и дробящее усилие, а также снизить крупность получаемого материала без увеличения энергоемкости измельчительного оборудования.

Применение в существующих конусных дробилках двух синхронизируемых роторных инерционных виброприводов (рис. 1, *а*) позволит: во-первых, увеличить коэффициент усиления вынуждающей силы; во-вторых, получать путем регулирования различные по форме колебания рабочего органа, что обеспечит разрушение материалов (особенно с ярко выраженными анизотропными свойствами) при наименьших усилиях и затратах энергии; в-третьих, управлять размерностью измельченного материала.

Инерционная дробилка выполнена в виде дробящего конуса *1*, внутреннего конуса *2* и двух виброприводов *3*. В каждом из двух одинаковых роторных инерционных виброприводов роторы *4* и *4′* прижимаются к общему контртелу *5* осевой тарированной силой $P_{ос}$ прижима и приводятся во вращение с постоянной угловой скоростью $\omega_{вр}$. При этом вращение роторов сопровождается их поступательными поперечными круговыми движениями по конической поверхности контртела *5* и круговыми колебаниями центров тяжести (ЦТ) тарелок роторов относительно своих осей симметрии. Частотами ω и амплитудами ρ_1, ρ_2 колебаний ЦТ роторов *4* и *4′* управляют согласно соотношениям:

$$\omega = \frac{P_{ос}}{D\mathrm{tg}\varphi m\omega_{вр}} + \sqrt{\frac{P_{ос}^2}{D^2\mathrm{tg}^2\varphi m^2\omega_{вр}^2} + \frac{j}{m}};$$

$$\rho_i = \frac{D_i\omega_{вр}}{2\omega},$$

где $i = 1; 2$ — индексы, относящиеся соответственно к роторам *4* и *4′*; l — длина ротора; m — масса ротора; D_i — диаметр тарелки ротора в зоне ее сопряжения с контртелом; φ — угол тарелки; j — изгибная жесткость ротора.

Так как роторы связаны между собой упругой связью посредством общего контртела — дробяще-

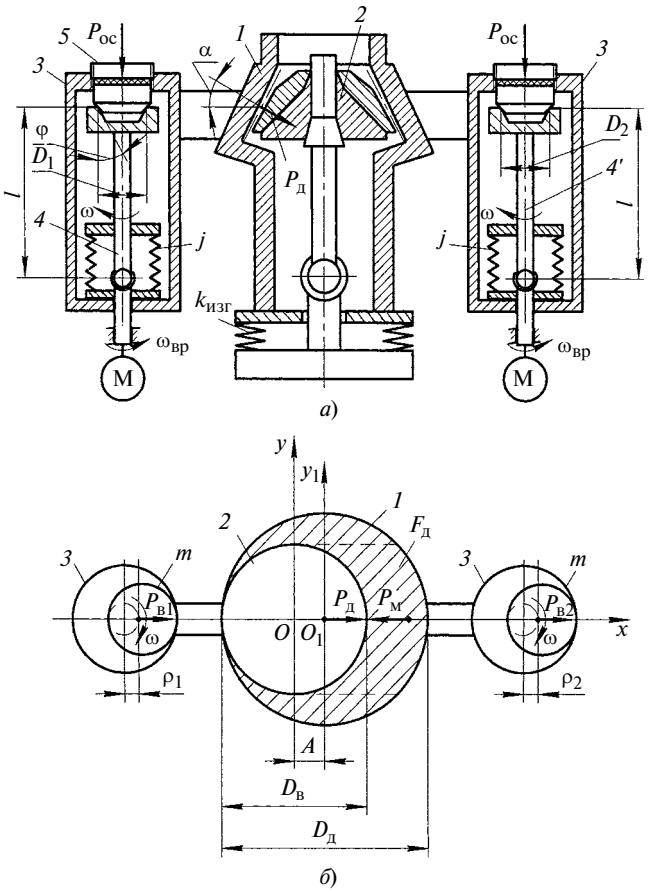


Рис. 1. Кинематическая схема (*а*) и динамическая модель (*б*) конусной инерционной дробилки с роторным инерционным виброприводом

го конуса *1*, который может иметь две степени подвижности в плоскости, перпендикулярной главным осям инерции роторов, круговые колебания (ω) их ЦТ принудительно синхронизируются. При этом изменением диаметров D_1, D_2 тарелок роторов *4* и *4′* и направлений их вращения можно регулировать траекторию колебательных движений дробящего конуса *1*, создавая круговые, эллиптические и прямолинейные колебания [4].

Рассмотрим динамическую модель колебательной системы конусной дробилки с роторными виброприводами (рис. 1, *б*). При работе синхронизируемых роторных инерционных виброприводов в конусной инерционной дробилке генерируется центробежная сила, заставляющая дробящий конус *1* совершать соударения с измельчаемым материалом, сопровождающиеся поперечными колебательными движениями конуса *1* на упругих опорах и планетарной обкаткой по внутреннему конусу *2*. При этом на дробящий конус *1* начинает действовать центробежная сила, зависящая от колебаний амплитуды. Направление отклонения оси дробящего конуса *1* от оси внутреннего конуса *2* совпадает (с точностью до некоторого острого угла α) с направлением вектора элемента качения. Поэтому суммарная дробящая сила P_Σ развивается не только под действием центробежной силы инерции кинематически неуравновешенных роторов *4* и *4′*, но и в результате действия центробежной силы, возникающей при прецессионном движении дробящего конуса *1*.

Уравнение равновесия данной системы имеет вид:

$$P_\Sigma = P_{в1} + P_{в2} + P_д = P_м \cos\alpha$$

или

$$m(\rho_1 + \rho_2)\omega^2 + M_д A\omega^2 = \sigma_э F_д \cos\alpha. \qquad (1)$$

Здесь $P_{в1} = m\rho_1\omega^2$, $P_{в2} = m\rho_2\omega^2$ — центробежные силы кинематически неуравновешенных роторов вибропривода (вынуждающие силы виброприводов); $M_д$ — масса дробящего конуса;

$$P_д = M_д A\omega^2 \qquad (2)$$

— центробежная сила дробящего конуса; $P_м = \sigma_э F_д$ — сила сопротивления слоя разрушаемого материала; $A = q(\rho_1 + \rho_2)$ — амплитуда колебаний ЦТ дробящего конуса; $q = \dfrac{m}{M_д + 2m}$ — соотношение масс колебательной системы дробилки;

$$\sigma_э = \sqrt{\sigma_{вс}^2 + 4\tau_в^2} \qquad (3)$$

— предел прочности перерабатываемого материала ($\sigma_{вс}$, $\tau_в$ — пределы прочности материала при сжатии и сдвиге); $F_д = \dfrac{\pi(D_д + D_в)b_0}{4}$ — площадь поперечного сечения перерабатываемого материала ($D_д$, $D_в$ — диаметры дробящего и внутреннего конусов в среднем сечении; b_0 — размер исходного материала).

Исследование динамики узла дробления сводится к изучению достаточно сложной нелинейной системы с десятью степенями свободы. Работу машины в описанном выше нормальном установившемся режиме можно рассматривать с позиции теории самосинхронизации виброприводов, считая дробящий конус *1* несущим телом, а внутренний конус *2* — кольцевым виброприводом, лишенным двигателя [5]. При этом условия существования и устойчивости нормального режима работы дробилки будут соответствовать условиям синхронного движения двух виброприводов, математические модели кинематики которого приведены в работах [2—4]. В связи с этим амплитуду колебаний дробящего конуса определяем по формуле

$$A = \frac{q\rho_{max}\omega^2}{k_{изг} - \omega^2},$$

где

$$\rho_{max} = \rho_1 + \rho_2 = \frac{\omega_{вр}}{2\omega}(D_1 + D_2) \qquad (4)$$

— суммарная амплитуда колебаний роторов: $k_{изг}$ — собственная частота колебаний упругих элементов, на которых установлен дробящий конус.

Амплитуда колебаний дробящего конуса определяется степенью деформации слоя материала и центробежной силой виброприводов. В свою очередь, сила сопротивления слоя зависит от степени его уплотнения. Таким образом, изменяя величину дробящей силы, можно обеспечить такое уплотнение слоя, при котором частицы материала, подвергаясь всесторонней нагрузке, будут разрушаться преимущественно по слабым межкристаллическим зонам без нарушения целостности самих кристаллических блоков, что обеспечивает получение продукта дробления преимущественно кубовидной формы при минимальном переизмельчении.

Процесс деформации твердых тел заключается в том, что под действием внешних сил в наиболее слабых местах образуются замкнутые или зарождающиеся на поверхности мельчайшие трещины. При прекращении внешнего воздействия трещины под действием молекулярных или межатомных сил могут смыкаться ("самозаживляться"), и тело подвергается лишь упругой деформации. Разрушение происходит, когда трещины настолько увеличиваются, что пересекают тело по всему сечению в одном или нескольких направлениях. В момент раз-

рушения напряжения в деформирующемся теле превышают временное сопротивление материала, упругая деформация сменяется деформацией разрушения и происходит измельчение материала. Регулируя вынуждающую силу вибропривода, можно установить требуемую степень дробления.

При увеличении суммарной центробежной силы роторов и дробящего конуса в n раз размер $b_к$ частиц перерабатываемого материала на выходе будет меньше в 2^n раз:

$$b_к = \frac{b_0}{2^n}, \qquad (5)$$

где

$$n = \frac{\sigma_д}{\sigma_э} \qquad (6)$$

— коэффициент увеличения нагрузки ($\sigma_д$ — давление дробящего конуса на перерабатываемый материал).

Величину $\sigma_д$ можно выразить из уравнения (1), заменив ею предел прочности $\sigma_э$, тогда с учетом формулы (4) получим:

$$\sigma_д = \frac{4[m(\rho_1 + \rho_2)\omega^2 + M_д A\omega^2]}{\pi(D_д + D_в)b_0 \cos\alpha}. \qquad (7)$$

С учетом выражений (3) и (7) коэффициент увеличения нагрузки согласно формуле (6) будет иметь вид:

$$n = \frac{4[m(\rho_1 + \rho_2)\omega^2 + M_д A\omega^2]}{\pi(D_д + D_в)b_0 \cos\alpha \sqrt{\sigma_{вс}^2 + 4\tau_в^2}}$$

или

$$n = \frac{P_{в1} + P_{в2} + P_д}{F_д \sigma_э}.$$

Таким образом, используя зависимость (5), можно регулировать размер частиц измельченного материала.

Преимущество конусных инерционных дробилок с роторными инерционными виброприводами состоит в том, что они позволяют изменять гранулометрический состав продукта на выходе из дробилки в различных фракциях без изменения конструктивных и технологических параметров оборудования. Гранулометрический состав обрабатываемого материала на выходе, во-первых, можно стабилизировать, во-вторых, его можно изменять путем изменения частоты колебаний роторов и амплитуды колебаний дробящего конуса. Причем увеличение частоты колебаний роторов виброприводов повышает кинетическую энергию частиц материала, в результате чего происходит уменьшение их крупности на выходе.

Для экспериментальной проверки эффективности данного решения разработан экспериментальный станок, обеспечивающий управление и контроль параметров колебаний исполнительного органа — дробящего конуса (с помощью компьютера, связанного электрически с бесконтактными датчиками). Во внутренней и внешней связях станка предусмотрены органы управления осевой силой прижима роторов к контртелу, частотой и направлением вращения роторов, а также диаметрами D_1, D_2 тарелок роторов, так как согласно экспериментальным исследованиям [3] именно изменение этих параметров обеспечивает наиболее эффективное регулирование параметров колебаний рабочего органа в роторном инерционном виброприводе.

Первый этап экспериментальных исследований был направлен на подтверждение теоретических предположений об устойчивости синфазных и антифазных колебаний в роторном виброприводе. Форму траектории колебательных движений рабочего органа определяли путем совместной обработки осциллограмм, полученных при фиксировании взаимных колебаний роторов с учетом сдвига фаз. В ходе исследований получены заданные формы круговых, эллиптических, прямолинейных и даже угловых колебательных движений рабочего органа (дробящего конуса). Экспериментальные траектории движения дробящего конуса показаны на рис. 2 (цена одного деления 0,1 мм). Их форма доказыва-

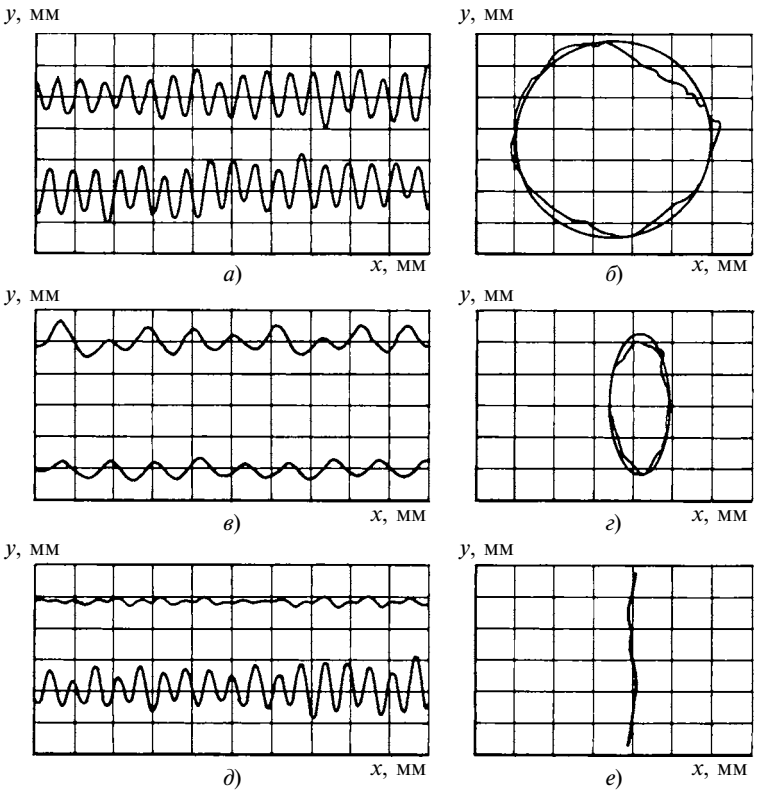


Рис. 2. Осциллограммы и траектории колебательных движений дробящего конуса — круговой (*а*, *б*), эллиптической (*в*, *г*) и прямолинейной (*д*, *е*) форм

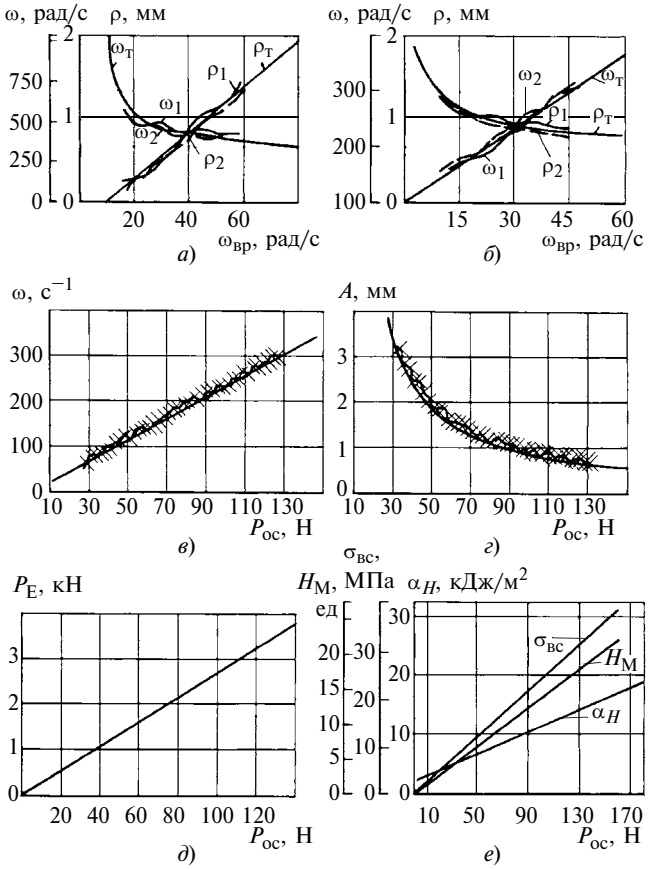


Рис. 3. Экспериментальные и теоретические зависимости амплитуд ρ и частот ω колебаний роторов от изменяемых параметров вибропривода (*а*, *б*); зависимости частоты ω (*в*) и амплитуды *A* колебаний дробящего конуса (*г*), дробящей силы P_Σ (*д*) от осевой силы $P_{ос}$ и настроечный график установки (*е*)

ет адекватность математических моделей реальным процессам, а также возможность получения на станке вибрационных полей различной формы.

С целью проверки теоретических предположений исследовали колебательный процесс при изменении кинематических и геометрических параметров вибропривода. Полученные зависимости амплитуды (ρ_1, ρ_2) и частоты (ω_1, ω_2) колебаний роторов от изменяемых параметров вибропривода сравнили с соответствующими теоретическими зависимостями ($\rho_т$, $\omega_т$) (рис. 3, *а*, *б*). Выявлена синхронность колебательного процесса: разница частот колебаний роторов во всех случаях не превысила 12 %.

Задачей экспериментальных исследований являлось также подтверждение эффективности применения роторного инерционного вибропривода посредством оценки технических возможностей разработанного станка — получения необходимых дробящего усилия и траектории движения дробящего конуса для минералов с различными механическими свойствами при заданных производительности и степени измельчения продукта.

Каждый испытуемый материал измельчали при круговой, эллиптической и прямолинейной траекториях движения дробящего конуса. При этом постепенно увеличивали дробящую силу $P_д$ (увеличением осевой силы $P_{ос}$ прижима роторов) согласно формуле (2) до начала разрушения, т. е. до достижения силой $P_д$ минимально необходимого значения для загруженной партии образцов. При каждом увеличении осевой силы $P_{ос}$ по осциллограммам определяли частоту ω и амплитуду *A* колебаний дробящего конуса. По этим значениям рассчитывали суммарную дробящую силу P_Σ и строили зависимости частоты ω, амплитуды *A* колебаний дробящего конуса и силы P_Σ от осевой силы $P_{ос}$ прижима роторов (рис. 3, *в*—*д*), которые, как и следовало ожидать, оказались одинаковыми для всех испытанных материалов при различных размерах образцов и траекториях движения дробящего конуса. Установлено, что при дроблении изотропных материалов наиболее эффективна круговая траектория, при дроблении анизотропных материалов — эллиптическая, а для материалов с ярко выраженными анизотропными свойствами, прочность которых в одном из направлений значительно выше, чем в других направлениях, — прямолинейная траектория колебательных движений дробящего конуса.

Сопоставляя показатели механических свойств измельчаемых минералов (твердость $H_М$ по Моосу, предел прочности $\sigma_{вс}$ при сжатии, ударная вязкость α_H) с полученными зависимостями, построили настроечный график установки (рис. 3, *е*), по которому можно выбирать необходимое осевое усилие, а следовательно, и дробящую силу для определенного минерала.

Результаты исследований

Установлено, что в результате увеличения частоты вибрационного воздействия на материал значительно повышается производительность дробления, а при увеличении дробящей силы — степень дробления материалов. Изменение формы траектории движения рабочего органа позволяет учитывать изотропность перерабатываемых материалов.

Таким образом, использование роторных инерционных виброприводов расширяет спектр регулирования параметров колебаний исполнительного органа и позволяет перейти от принципа дробления с заданной деформацией материала к принципу дробления с заданной силой. Это позволило создать станок принципиально новой конструкции, с более высокой частотой качания дробящего конуса и большей силой дробления, что особенно важно при разрушении высокопрочных материалов. Наиболее полно реализовано сочетание высокоскоростного ударного дробления (80÷100 м/с) с дроблением за счет трения, что обеспечивает получение высококачественного продукта с кубической фор-

УДК 62-585.001.24

Х. А. ФАСХИЕВ, д-р техн. наук, И. И. САЛАХОВ, В. В. ВОЛОШКО
(Камская государственная инженерно-экономическая академия,
г. Набережные Челны), e-mail: faskhiev@mail.ru

Кинематический расчет дифференциального механизма автоматической коробки передач

Представлены структурная и кинематическая схемы, конструкция модуля автоматической коробки передач, разработанного на основе универсального многопоточного дифференциального механизма, и методика его расчета.

Ключевые слова: автоматическая коробка передач, планетарная система, планетарные ряды, универсальный многопоточный дифференциальный механизм.

The design, structural and kinematic schemes of the automatic transmission, developed on the basis of universal multi-annular differential mechanism, and method of its calculation are presented.

Keywords: automatic transmission, planetary system, planetary series, universal multi-annular differential mechanism.

Большинство современных планетарных коробок передач автоматических трансмиссий построены по планетарным системам Симпсона или Равиньо (со сцепленными сателлитами) [1], которые позволяют реализовать четыре передачи при одновременном включении двух управляющих элементов, что определяет данные системы как трехстепенные с полным использованием управляющих элементов: две понижающие передачи; прямая передача; задний ход, использование пяти управляющих элементов, в том числе двух фрикционных блокирующих муфт, двух фрикционных тормозных механизмов и муфты свободного хода. Предварительный анализ планетарных систем при четырех передачах показал предпочтительность автоматических коробок передач (АКП) с тремя степенями свободы, несмотря на то, что число элементов управления таких коробок передач то же, что и у АКП с двумя степенями свободы. Дело в том, что в АКП с тремя степенями свободы для получения четырех передач достаточно двух дифференциальных механизмов, а в АКП с двумя степенями свободы необходимы три дифференциальных механизма. Однако при четырех передачах АКП с тремя степенями свободы является более сложным объектом по сравнению с АКП с двумя степенями свободы ввиду конструктивной сложности двух фрикционов (в АКП с двумя степенями свободы применяют один фрикцион) и существенного усложнения системы управления [2].

С учетом этого при четырех передачах всегда перспективнее применение АКП с двумя степенями свободы. Одним из недостатков таких систем считается большая металлоемкость из-за наличия дополнительных дифференциальных механизмов, а явным преимуществом — возможность получения передаточных чисел, равных расчетным, и бо-

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

мой зерен. Использование в станке различных форм траекторий движения исполнительного органа и повышенная частота дробления позволили повысить равномерность гранулометрического состава измельченного материала, производительность процесса и степень дробления материала, что существенно снизило крупность измельченных частиц на выходе.

Применение нового вибропривода дало ощутимый экономический эффект. На базе разработанного вибропривода создан станок ИВУ-150, который выпускает ООО "Гранулятор" (г. Златоуст). Это активатор для механической активации цемента, который используется также для измельчения хрупких материалов. Станок позволяет получать гранулометрические измельченные отходы с размерами частиц 0,01÷2,0 мм.

Подобные вибрационные станки могут применяться при переработке отходов строительных материалов, ферросплавов, минералов, керамики, стекла, огнеупоров, боя абразивного инструмента, шлаков, отработавших формовочных смесей, угля и многих других материалов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Блехман И. И.** Что может вибрация? О "вибрационной механике" и вибрационной технике. М.: Наука, 1988. 208 с.

2. **Сергеев С. В., Закиров Р. Г., Сергеев Ю. С.** Разработка роторных инерционных виброприводов станков для измельчения волокнистых материалов // Вестник машиностроения. 2012. № 1. С. 15—20.

3. **Пат. 2347627 Рос. Федерация:** МПК[7] B06 B1/16. Способ возбуждения колебаний и устройство для его осуществления.

4. **Сергеев С. В., Решетников Б. А., Закиров Р. Г.** Вибрационные роторные приводы машин. Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2007. 242 с.

5. **Вибрации** в технике. Т. 4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э. Э. Лавендела. М.: Машиностроение, 1981. 510 с.

лее простая система управления. Использование известного принципа построения многоскоростных механических коробок передач (КП) путем добавления к основной КП делителя и демультипликатора возможно и при построении многоскоростных АКП, если в качестве основной КП (модуля) использовать планетарную систему двухстепенного АКП с четырьмя-пятью передачами, имеющую минимальное число основных звеньев, для уменьшения металлоемкости и габаритных размеров.

Универсальный многопоточный дифференциальный механизм (УМДМ)

В Камской государственной инженерно-экономической академии разработана планетарная система (ПС) с возможностью объединения в кинематической схеме большого числа дифференциальных механизмов при наименьшем числе основных звеньев.

Планетарная система включает в себя дифференциальные механизмы четырех типов, наиболее используемых [3]. Так как эти дифференциальные механизмы объединены в один универсальный механизм и используются звенья, общие для всех четырех типов, общее число звеньев становится минимальным, что обеспечивает получение компактной конструкции с короткими кинематическими цепями и расширенными кинематическими и силовыми возможностями, которые обусловливают использование данного механизма в качестве модуля в АКП (рис. 1).

Разработанная ПС представляет собой универсальный многопоточный дифференциальный механизм, водило которого с тремя парами сцепленных сателлитов является общим для первого, второго и третьего планетарных рядов, образуемых двумя независимыми центральными зубчатыми колесами и тремя коронными зубчатыми колесами (эпициклами) (рис. 2).

Число W степеней свободы ПС УМДМ [4] определяется структурной формулой $n_о - к_м - W = 0$, тогда:

$$W = n_о - к_м, \qquad (1)$$

где $n_о = 6$ — число основных звеньев; $к_м = 4$ — число планетарных дифференциальных механизмов.

Таким образом, $W = 6 - 4 = 2$, т. е. планетарная система обладает двумя степенями свободы, имеет шесть основных звеньев: четыре тормозных ($t = 4$), одно ведущее, одно ведомое. Число передач ($z = 5$) равняется числу элементов управления.

Все звенья УМДМ равнозначны относительно распределения функций (каждое звено может быть входным, выходным или тормозным). Таким образом, полное число возможных схемных решений УМДМ найдем как число сочетаний из шести по два (вход и выход) или из шести по четыре (тормозные звенья) [4]:

$$G = C^2_{n_о} = C^4_{n_о} = \frac{n_о(n_о - 1)}{2!} =$$

$$= \frac{n_о(n_о - 1)(n_о - 2)(n_о - 3)}{4!} =$$

$$= \frac{6(6-1)}{1 \cdot 2} =$$

$$= \frac{6(6-1)(6-2)(6-3)}{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 4} = 15.$$

Дифференциальные механизмы, используемые в ПС УМДМ, показаны на рис. 3, *а—г*.

На основании структурной схемы и вышеизложенного получена кинематическая схема предлагаемого ПС УМДМ (рис. 4).

Первый планетарный ряд УМДМ состоит из центрального зубчатого колеса *1*, водила *5* (H) сателлитов *2* и коронного зубчатого колеса *6*. Второй планетарный ряд состоит из водила *5* (H), сцепленных сателлитов *2'* и *3* и коронного зубчатого колеса *7*. Третий планетарный ряд состоит из солнечного центрального зубчатого колеса *4*, водила *5* (H), сателлитов *3'* и коронного зубчатого колеса *8* [5].

Уравнение кинематики планетарного ряда имеет вид:

$$n_{вщ} = n_{вм} i_{вщ.вм} + n_H(1 - i_{вщ.вм}), \qquad (2)$$

где $n_{вщ}$ — частота вращения ведущего звена; $i_{вщ.вм}$ — передаточное отношение пары "ведущее звено — ведомое звено"; n_H — частота вращения водила; $n_{вм}$ — частота вращения ведомого звена.

Выражение для определения относительной частоты вращения сателлитов:

$$n_{от} = n_{вм} i_{с.вм} + n_H(1 - i_{с.вм}),$$

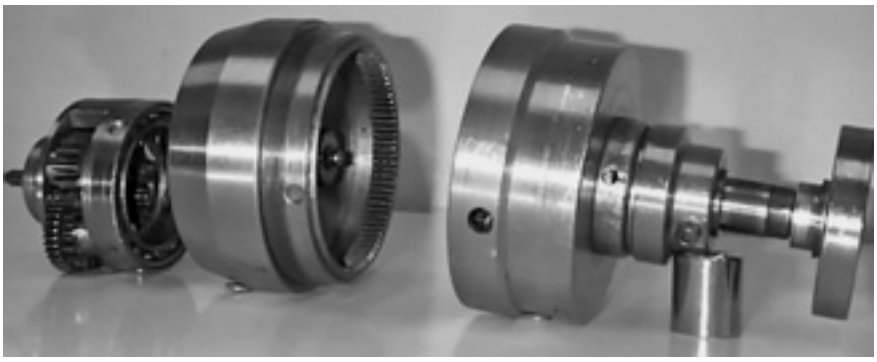


Рис. 1. Планетарная система универсального многопоточного дифференциального механизма

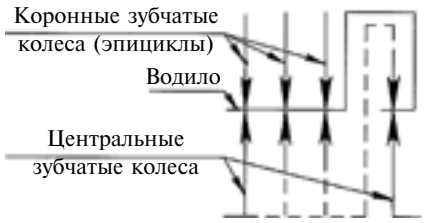


Рис. 2. Структурная схема ПС УМДМ

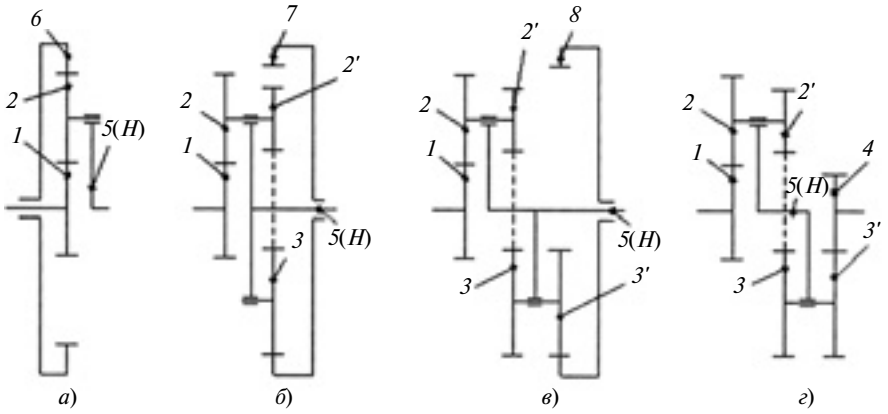


Рис. 3. Дифференциальные механизмы, входящие в ПС УМДМ:
1, *4* — центральные зубчатые колеса; *2—2′*, *3—3′* — сцепленные двухвенцовые сателлиты; *5* (*H*) — водило; *6—8* — коронные зубчатые колеса

где $i_{\text{с.вм}}$ — передаточное отношение пары "сателлит — ведомое звено".

Из уравнения (2) находим:

$$n_H = \frac{n_{\text{вщ}} - n_{\text{вм}} i_{\text{вщ.вм}}}{1 - i_{\text{вщ.вм}}}.$$

Определение возможных схемных решений

Для определения возможных схемных решений УМДМ оценим целесообразность вариантов сочетаний и выбор входных и выходных звеньев УМДМ с учетом наиболее приемлемого размещения элементов управления и подвода мощности к отдельным звеньям.

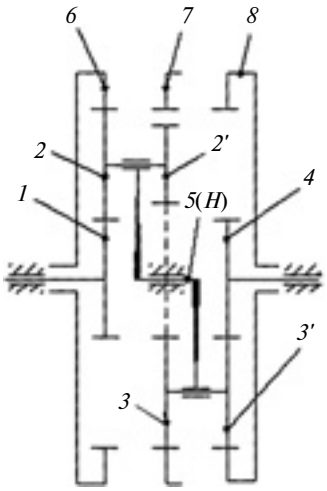


Рис. 4. Кинематическая схема ПС УМДМ

Рассмотрим сочетание i_{1-8}: *1* — ведущее звено; *8* — ведомое звено; *4*, *6*, *7* — тормозные звенья, *5* (*H*) — водило. При торможении водила *5* передача переднего хода имеет вид:

$$i^5_{1-8} = (-i_{1-2})(-i_{2'-3})(i_{3'-8}) = +i^5_{1-8}.$$

При торможении звена *6* получим передачу с положительным знаком:

$$i^6_{1-8} = i^6_{1-5}\, i^6_{5-8},$$

где $i^6_{5-8} = \dfrac{1}{1 - i_{8-6}}$ — передаточное отношение пары "водило *5* — выходное звено *8*" при заторможенном звене *6*:

$$i^6_{1-8} = (1 - i_{1-6})\left(\frac{1}{1 - i_{8-6}}\right) = \frac{1 - (-i_{1-2})(i_{2-6})}{1 - (i_{8-3'})(-i_{3-2'})(i_{2-6})} = \frac{1 + i_{1-6}}{1 + i_{8-6}} = +i^6_{1-8}.$$

При торможении звена *7* имеем:

$$i^7_{1-8} = i^7_{1-5}\, i^7_{5-8},$$

где $i^7_{5-8} = \dfrac{1}{1 - i_{8-7}}$ — передаточное отношение пары "водило *5* — выходное звено *8*" при заторможенном звене *7*:

$$i^7_{1-8} = (1 - i_{1-7})\left(\frac{1}{1 - i_{8-7}}\right) = \frac{1 - (-i_{1-2})(-i_{2'-3})(i_{3-7})}{1 - (i_{8-3'})(i_{3-7})} = \frac{1 - i_{1-7}}{1 - i_{8-7}}.$$

Так как возможно, что $i_{8-7} < 1$ или $i_{8-7} > 1$, получим:

$$i^7_{1-4} = \frac{(+)}{(+)} = +i^7_{1-4} \text{ или } i^7_{1-4} = \frac{(+)}{(-)} = -i^7_{1-4}.$$

При торможении звена *4* получим положительную передачу:

$$i^4_{1-8} = i^4_{1-5}\, i^4_{5-8}, \qquad (3)$$

где $i^4_{1-5} = 1 - i_{1-4}$ — передаточное отношение между входным звеном *1* и водилом *5* при заторможенном звене *4*; $i^4_{5-8} = \dfrac{1}{1 - i_{8-4}}$ — передаточное отношение пары "водило *5* — выходное звено *8*" при заторможенном звене *4*. Тогда $i^4_{1-8} = (1 - i_{1-4})\left(\dfrac{1}{1 - i_{8-4}}\right) =$

$$= \frac{1 - (-i_{1-2})(-i_{2'-3})(i_{3'-4})}{1 - (i_{8-3'})(i_{3'-4})} = \frac{1 + i_{1-4}}{1 + i_{8-7}} = +i^4_{1-8}.$$

Результаты анализа остальных сочетаний приведены в табл. 1.

Анализ различных сочетаний позволяет выбрать ведущие, ведомые и тормозные звенья планетарной системы УМДМ для дальнейшего построения кинематических схем АКП.

Анализ показал:

сочетание i_{1-4} неприемлемо, так как все передаточные отношения с отрицательным знаком;

сочетание i_{1-8} приемлемо;

сочетание i_{1-5} неприемлемо, так как два передаточных отношения с отрицательным знаком;

Таблица 1

Результаты анализа различных сочетаний звеньев ПС УМДМ

i	T1	T4	T5	T6	T7	T8
i_{1-4}			—	—	—	—
i_{1-8}	+	+	+	±		
i_{1-5}		+		+	—	—
i_{5-4}	+			—	+	+
i_{5-8}	+	+		+	±	
i_{6-4}	+		+		+	+
i_{6-8}	+	+	—		±	
i_{6-5}	+	+			+	+

Таблица 2

Кинематические связи между звеньями ПС УМДМ при ведущем звене *1* (n_1 = const)

$i_{84} = \frac{i_{14}}{i_{18}}$	$i_{86} = \frac{i_{16}}{i_{18}}$	$i_{87} = \frac{i_{17}}{i_{18}}$
$i_{48} = \frac{i_{18}}{i_{14}}$	$i_{46} = \frac{i_{16}}{i_{14}}$	$i_{47} = \frac{i_{17}}{i_{14}}$
$i_{64} = \frac{i_{14}}{i_{16}}$	$i_{67} = \frac{i_{17}}{i_{16}}$	$i_{68} = \frac{i_{18}}{i_{16}}$
$i_{74} = \frac{i_{14}}{i_{17}}$	$i_{76} = \frac{i_{16}}{i_{17}}$	$i_{78} = \frac{i_{18}}{i_{17}}$

сочетание i_{5-4} неприемлемо, так как при затормаживании любого звена выходное звено *4* имеет передаточное отношение, значительно меньшее единицы (по абсолютной величине);

сочетание i_{5-8} приемлемо;

сочетания i_{6-4}, i_{6-8}, i_{6-5} неприемлемы, так как торможение звена *1* конструктивно невозможно.

Таким образом, в качестве ведущих звеньев можно использовать звено *1* (центральное зубчатое колесо первого планетарного ряда) и звено *5* (H), а в качестве ведомого — звено *8* (коронное зубчатое колесо третьего планетарного ряда).

Кинематические связи звеньев УМДМ

Определим кинематические связи звеньев ПС УМДМ при ведущем звене *1* по уравнениям:

$$n_1 = n_8 i_{18} + n_H(1 - i_{18}); \quad (4)$$

$$n_1 = n_4 i_{14} + n_H(1 - i_{14}); \quad (5)$$

$$n_1 = n_6 i_{16} + n_H(1 - i_{16}); \quad (6)$$

$$n_1 = n_7 i_{17} + n_H(1 - i_{17}). \quad (7)$$

Из уравнения (1) находим:

$$n_8 = \frac{n_1 - n_H(1 - i_{18})}{i_{18}}. \quad (8)$$

При $n_4 = 0$ из уравнения (5) находим:

$$n_H^4 = \frac{n_1}{1 - i_{14}}. \quad (9)$$

Подставив уравнение (9) в формулу (8), получим:

$$n_8^4 = \frac{n_1 - n_1 \frac{1}{1 - i_{14}}(1 - i_{18})}{i_{18}}. \quad (10)$$

Разделив обе части данного уравнения (10) на n_1, получим:

$$\frac{1}{i_{18}^4} = \frac{1 - \frac{1 - i_{18}}{1 - i_{14}}}{i_{18}}.$$

Из выражения (3) получим:

$$i_{18}^4 = \frac{1 - i_{14}}{1 - i_{84}}.$$

Тогда $i_{18}^4 \frac{1}{i_{18}^4} = 1$, т. е.

$$\frac{1 - i_{14}}{1 - i_{84}} \frac{1 - \frac{1 - i_{18}}{1 - i_{14}}}{i_{18}} = 1.$$

Таким образом, получим зависимость:

$$i_{84} = \frac{i_{14}}{i_{18}}.$$

Аналогично определим кинематические связи при $n_6 = 0$ и $n_7 = 0$ (табл. 2).

При ведущем звене *5* (H) уравнение кинематической связи имеет вид:

$$i_{58}^p = \frac{1}{1 - i_{8p}},$$

где p в индексе означает заторможенное звено.

Обобщенный кинематический план УМДМ

Используя известную методику построения обобщенного кинематического плана (ОКП) на основе уравнений кинематических связей с учетом низшей передачи и шага q между передачами получен ОКП для ПС УМДМ (рис. 5).

Частота вращения ведомого вала соответствует отрезкам на оси абсцисс или ординатам штрихпунктирной линии, проходящей через начало координат и точку с координатами (1; 1). Частоты вращения заторможенных звеньев (n_p) на включаемых передачах и нейтрали соответствуют их ординатам.

Относительные частоты вращения центральных звеньев соответствуют вертикальным отрезкам между их лучами. Так, для передачи заднего хода, получаемой включением тормозного механиз-

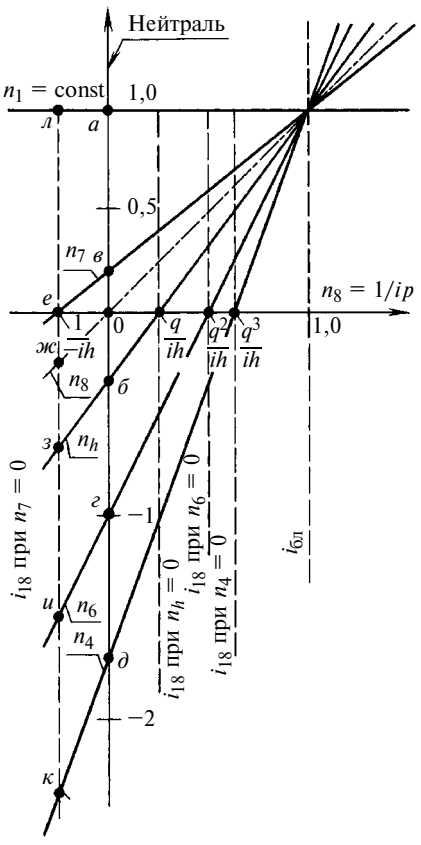


Рис. 5. Обобщенный кинематический план для ПС УМДМ при ведущем звене *1*

ма заднего хода ($n_7 = 0$), имеем следующие абсолютные частоты вращения центральных звеньев: $n_{вм} = n_{вщ}\frac{-0e}{0a} = n_{вщ}\frac{-0ж}{0a}$; $n_4 = n_{вщ}\frac{-ке}{ле}$; $n_h = n_{вщ}\frac{-зе}{ле}$; $n_6 = n_{вщ}\frac{-ие}{ле}$, где $0e$, $0a$, $0ж$, $ке$, $ле$, $зе$ — отрезки на рис. 5.

Максимальная относительная частота вращения на передаче переднего хода пары "$n_4 - n_1$" определяется выражением

$$n_4 - n_1 = n_{вщ}\frac{лк}{ле}.$$

Аналитическое определение внутренних передаточных отношений УМДМ

Решив уравнения (4)—(7), получим следующие зависимости для аналитического определения внутренних передаточных отношений, т. е. характеристик дифференциальных механизмов (см. рис. 2):

$$i_{18}^H = i_{12}i_{2'3}i_{3'8}; \quad (11)$$

$$i_{18}^6 = \frac{1 - i_{16}}{1 - i_{86}}; \quad (12)$$

$$i_{18}^4 = \frac{1 - i_{14}}{1 - i_{84}}; \quad (13)$$

$$i_{18}^7 = \frac{1 - i_{17}}{1 - i_{87}}. \quad (14)$$

Подставив значения из табл. 2 и 3: $i_{86} = \frac{i_{16}}{i_{18}}$, $i_{84} = \frac{i_{14}}{i_{18}}$, $i_{87} = \frac{i_{17}}{i_{18}}$ в уравнения (12)—(14), получим:

$$i_{18}^6 = \frac{1 - i_{16}}{1 - \frac{i_{16}}{i_{18}}}; \quad (15)$$

$$i_{18}^4 = \frac{1 - i_{14}}{1 - \frac{i_{14}}{i_{18}}}; \quad (16)$$

$$i_{18}^7 = \frac{1 - i_{17}}{1 - \frac{i_{17}}{i_{18}}}. \quad (17)$$

Таблица 3

Кинематические связи между звеньями ПС УМДМ при ведущем звене *5* (n_5 = const)

$i_{58}^1 = \frac{1}{1 - i_{81}}$	$i_{58}^6 = \frac{1}{1 - i_{86}}$	$i_{58}^4 = \frac{1}{1 - i_{84}}$	$i_{58}^7 = \frac{1}{1 - i_{87}}$

Внутренние передаточные отношения: i_{14}, i_{16}, i_{17}, i_{18} определим из уравнений (11), (15)—(17).

Передаточное отношение i_{18} равно передаточному отношению при торможении водила:

$$i_{18}^H = i_{18}. \quad (18)$$

Параметр i_{16} определим из уравнения (15):

$$i_{18}^6 = \frac{1 - i_{16}}{1 - \frac{i_{16}}{i_{18}}} = \frac{(1 - i_{16})i_{18}}{i_{18} - i_{16}};$$

$$i_{18}^6(i_{18} - i_{16}) = (1 - i_{16})i_{18};$$

$$i_{16} = \frac{i_{18}(i_{18}^6 - 1)}{i_{18}^6 - i_{18}}.$$

Соответственно i_{14} и i_{17} определим из уравнений (16) и (17):

$$i_{14} = \frac{i_{18}(i_{18}^4 - 1)}{i_{18}^4 - i_{18}}; \quad (19)$$

$$i_{17} = \frac{i_{18}(i_{18}^7 - 1)}{i_{18}^7 - i_{18}}. \quad (20)$$

При торможении водила *5* получим первую передачу УМДМ:

$$i_I = i_{18}^H.$$

При торможении звена *6* получим вторую передачу УМДМ:

$$i_{II} = i_{18}^6.$$

При торможении звена *4* получим третью передачу УМДМ:

$$i_{III} = i_{18}^4.$$

При блокировке УМДМ получим четвертую передачу АКП:

$$i_{IV} = 1.$$

При торможении звена *7* получим передачу с отрицательным значением:

$$i_{з.х} = -i_{18}^7.$$

Подбор чисел зубьев УМДМ

Для обеспечения работоспособности любого ПС необходимо выполнить условия сборки, соосности и соседства, что накладывает определенные ограничения при выборе чисел зубьев зубчатых колес, соответствующих расчетным передаточным отношениям.

Отличительное свойство ПС УМДМ заключается в том, что в кинематической схеме УМДМ имеются сцепленные сателлиты, связанные друг с другом во втором ПР и образующие замкнутый ряд зубчатых колес (рис. 6).

Число сателлитов, расположенных в первом и третьем рядах и распределяющих мощность от ведущего к ведомому кинематическому звену, не может быть больше трех, что несколько снижает несущую способность дифференциального механизма.

Наличие трех сателлитов в первом и третьем рядах и шести сателлитов в шестеренном ряду обусловливает необходимость размещения их осей на одинаковых межцентровых расстояниях во всех трех ПР. Тогда при условии, что суммы зубьев зубчатых колес, находящихся в зацеплении в каждом планетарном ряду, будут равны или кратны трем, обеспечиваются условия сборки, соосности и соседства.

Необходимо определить диапазоны внутренних передаточных чисел в каждом из четырех дифференциальных механизмов при обеспечении постоянства межцентрового расстояния в планетарных рядах УМДМ. Для реше-

ния этой задачи используем условие сборки:

$$z_a + z_c = kA,$$

где z_a — число зубьев центрального зубчатого колеса; z_c — число зубьев коронного зубчатого колеса; k — число сателлитов; A — любое целое число.

Зададим диапазон числа зубьев центрального колеса при условии, что $k = 3$, исходя из кинематических схем (см. рис. 3) первого, второго, третьего и четвертого дифференциальных механизмов, рассчитаем диапазон передаточных отношений i_{16}, i_{17}, i_{18}, i_{14} в зависимости от A. На основе расчетов построены зависимости передаточных отношений от A (рис. 7).

При каком-либо постоянном значении A расстояния между линиями *1* и *2*, *3* и *4*, *5* и *6* на рис. 7 определяют диапазон внутренних передаточных чисел всех четырех дифференциальных механизмов УМДМ с учетом того, что диапазон значений между линиями *3* и *4* одинаков для второго и третьего дифференциальных механизмов.

Зная передаточные отношения i_{16}, i_{17}, i_{18}, i_{14} дифференциальных механизмов можно определить число зубьев звеньев УМДМ с учетом габаритных размеров механизма, характеризуемых числом A.

Для первого дифференциального механизма:

$$i_{16} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right)\frac{z_6}{z_2},$$

где z_1 — число зубьев центрального зубчатого колеса *1*; z_2 — число зубьев сателлита *2*; z_6 — число зубьев коронного зубчатого колеса *6*.

Из условия соосности число зубьев коронного колеса *6*:

$$z_6 = z_1 + 2z_2. \qquad (21)$$

Решив вышеприведенное уравнение i_{16} и (21), определим z_1:

$$z_1 = \frac{2z_2}{i_{16} - 1}.$$

Приравняв уравнения (18) и (21), определим число зубьев коронного зубчатого колеса *6*:

$$z_6 = \frac{i_{18}(i_{18}^6 - 1)(-z_1)}{i_{18}^6 - i_{18}}.$$

Для второго дифференциального механизма (из конструктивных особенностей УМДМ известно, что $z_1 = z_3$, $z_2 = z_{2'}$) получим:

$$i_{17} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right)\left(-\frac{z_3}{z_{2'}}\right)\frac{z_7}{z_3} = \frac{z_7}{z_3}, \qquad (22)$$

где $z_{2'}$, z_3 и z_7 — числа зубьев сателлитов соответственно *2′*, *3* и *7*. Приравняв уравнения (20) и (22), найдем число зубьев коронного колеса *7*:

$$z_7 = \frac{i_{18}(i_{18}^7 - 1)z_3}{i_{18}^7 - i_{18}}.$$

Для третьего дифференциального механизма имеем:

$$i_{18} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right)\left(-\frac{z_3}{z_{2'}}\right)\frac{z_8}{z_{3'}}, \qquad (23)$$

где $z_{3'}$ и z_8 — числа зубьев соответственно сателлита *3′* и коронного зубчатого колеса *8*.

Приравняв уравнения (18) и (23), найдем число зубьев коронного колеса *8*:

$$z_8 = \frac{i_{18}^H z_1 z_{2'} z_{3'}}{z_2 z_3}.$$

Для четвертого дифференциального механизма имеем:

$$i_{14} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right)\left(-\frac{z_3}{z_{2'}}\right)\left(-\frac{z_4}{z_{3'}}\right), \qquad (24)$$

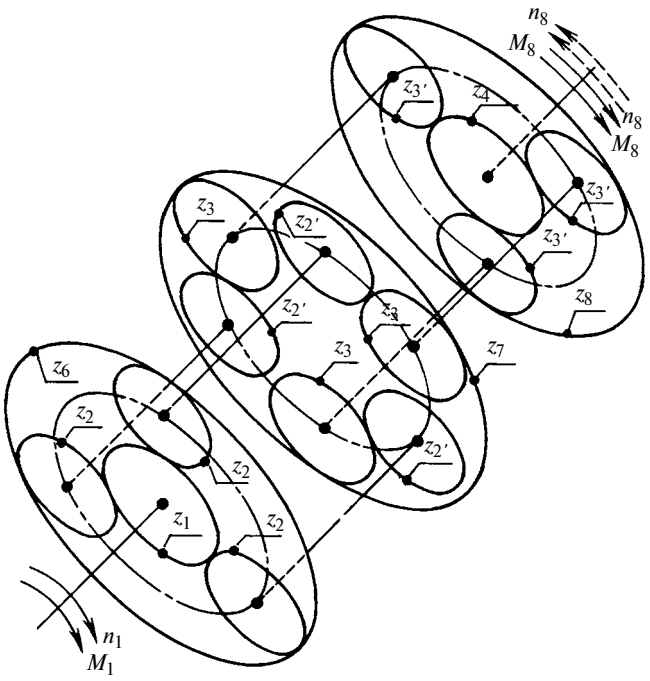


Рис. 6. Кинематическая схема УМДМ

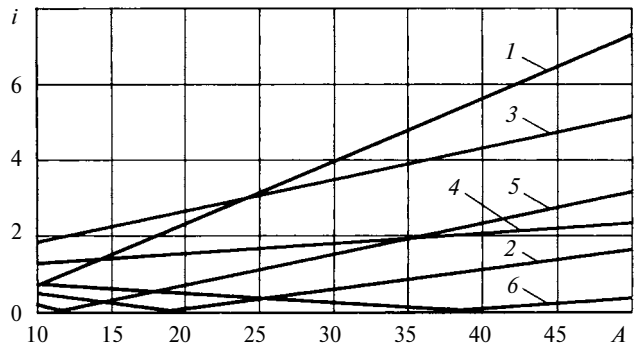


Рис. 7. Зависимость изменения i от A:
1 — i_{16} при z_a = min; *2* — i_{16} при z_a = max; *3* — i_{17}, i_{18} при z_a = min; *4* — i_{17}, i_{18} при z_a = max; *5* — z_{14} при z_a = max; *6* — z_{16} при z_a = min

УДК 621.913

В. О. ФЕДОСЕЕНКО (КубГТУ, г. Краснодар),
e-mail: vofedoseenko@gmail.com

Программный метод определения оптимального комплекта сменных зубчатых колес кинематических цепей

Предложен метод определения состава оптимального комплекта сменных зубчатых колес гитары для металлорежущих станков в зависимости от требуемой точности обработки детали.

Ключевые слова: гитара сменных зубчатых колес, кинематическая цепь, погрешность наладки, блок-схема перебора.

The method for determination of the optimum set of changeable tooth wheels for machine tools change-gear unit depending on the required detail machining accuracy has been proposed.

Keywords: change-gear unit of changeable tooth wheels, kinematic chain, adjustment error, block-diagram of a variator.

При наладке кинематических цепей станков, в которых используется гитара сменных зубчатых колес, нередко погрешность наладки превышает допустимые значения. И вызвано это не ошибкой наладчика или неправильным выбором пар гитар, а отсутствием необходимого зубчатого колеса, поэтому возникает потребность в замене всего комплекта сменных зубчатых колес. При этом новый комплект не должен иметь избыточных зубчатых колес, число которых зависит от точности обрабатываемых деталей. Поэтому был разработан метод определения оптимального комплекта сменных зубчатых колес в зависимости от требуемой точности обработки. В качестве критерия оптимальности выбрана средняя погрешность $\bar{\delta}$ наладки. Данный параметр определяется как среднее значение функции $f(x)$ в диапазоне значений от a до b [1]:

$$\bar{f} = \frac{1}{b-a}\int_a^b f(x)\mathrm{d}x. \qquad (1)$$

Из выражения (1) получим:

$$\bar{\delta} = \frac{1}{i_{\max} - i_{\min}}\int_{i_{\min}}^{i_{\max}} f(i_{\text{т}})\mathrm{d}i_{\text{т}},$$

где $i_{\max}$ и $i_{\min}$ — наибольшее и наименьшее фактические передаточные отношения; $i_{\text{т}}$ — теоретическое передаточное отношение; $f(i_{\text{т}})$ — зависимость передаточного отношения от погрешности δ.

Для комплекта сменных зубчатых колес находят все возможные передаточные отношения и определяют погрешности [2].

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

где z_4 — число зубьев центрального зубчатого колеса *4*.

Из уравнений (19) и (24) определим:

$$z_4 = \frac{i_{18}(i_{18}^4 - 1)z_1 z_2 z_3 (-1)}{(i_{18}^4 - i_{18})z_3}.$$

Число зубьев сателлита *3′* находим из условия соосности:

$$z_{3'} = \frac{z_8 - z_4}{2}.$$

Полученные числа зубьев должны быть связаны следующими зависимостями:

$$z_8 = z_4 + 2z_{3'};$$

$$z_7 = z_4 + z_{3'} + z_5;$$

$$z_1 + z_2 = z_4 + z_{3'}.$$

Компактность ПС УМДМ обусловлена тем, что при трех планетарных рядах число дифференциальных механизмов равно четырем, а число основных звеньев равно шести. При этом ПС УМДМ в отличие от вышеуказанных схем при постоянном ведущем звене обеспечивает получение на ведомом звене пяти передач: трех понижающих, прямой и передачи заднего хода.

Применение ПС УМДМ в качестве модуля решает задачу синтеза не только двухстепенных, но и трехстепенных АКП при увеличении числа управляющих элементов или дополнительного планетарного ряда и при использовании в качестве ведущего звена не одного, а двух звеньев ПС УМДМ (центральное зубчатое колесо первого планетарного ряда и водило).

Предложенная методика кинематического расчета УМДМ позволяет упростить определение передаточных чисел дополнительных планетарных рядов при синтезе двух и трехстепенных АКП.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Косенков А. А.** Устройство автоматических коробок передач и трансмиссий. Ростов н/Д: Феникс, 2003. 416 с.

2. **Шарипов В. М.** Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2004. 590 с.

3. **Кожевников С. Н.** Теория механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1969. 584 с.

4. **Кирдяшев Ю. Н.** Многопоточные передачи дифференциального типа. Л.: Машиностроение, 1981. 223 с.

5. **Пат. 2384773 Рос. Федерации:** Автоматическая ступенчатая планетарная коробка передач.

Сначала был выбран комплект сменных зубчатых колес, в состав которого вошли зубчатые колеса с числом зубьев от 20 до 100 — по четыре зубчатых колеса каждого вида, т. е. получен комплект, который полностью удовлетворяет требованиям настройки, но имеет лишние зубчатые колеса. На основе данного комплекта была составлена таблица (TableGear) со всеми возможными передаточными отношениями, удовлетворяющими условиям настройки гитар. Полученные данные внесены в базу данных Microsoft SQL для дальнейшего исследования. Для оптимизации работы с базой данных TableGear включала в себя три графы (табл. 1).

В графе "id" указывается, какой комбинации принадлежит зубчатое колесо. Например, для передаточного отношения $0{,}533333 = \frac{20 \cdot 20}{25 \cdot 30}$ все зубчатые колеса принадлежат одной комбинации: id = 1. В графе "ratio" указывается передаточное отношение, полученное комбинацией сменных зубчатых колес с соответствующим индексом id (ratio = 0,533333). В графе "gear" указывается зубчатое колесо, которое входит в комбинацию с индексом id. Чтобы различать зубчатые колеса с одинаковым числом зубьев, находящиеся в одной комбинации, число зубьев умножается на 10 и прибавляется единица, если зубчатое колесо повторяется. Это необходимо для однозначной идентификации в базе данных. Например, если имеется два одинаковых зубчатых колеса с числом зубьев 20, то в TableGear будет две записи: gear = 200, gear = 201 и gear = 250, gear = 300.

Таблица 1

Фрагмент TableGear

id	ratio	gear
1	0,533333	200
1	0,533333	201
1	0,533333	250
1	0,533333	300
2	0,516129	200
2	0,516129	201
2	0,516129	250
2	0,516129	310
3	0,5	200
3	0,5	201
3	0,5	250
3	0,5	320
4	0,484848	200
4	0,484848	201
4	0,484848	250
4	0,484848	330

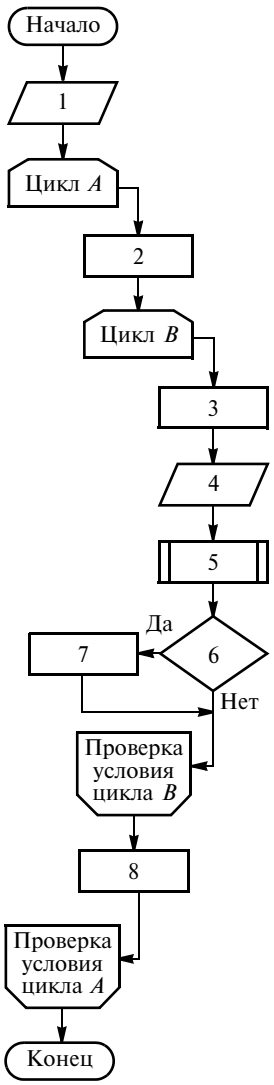


Рис. 1. Алгоритм расчетов

Дальнейшие расчеты выполняются согласно алгоритму (рис. 1).

Остановимся подробнее на блоках данного алгоритма.

Блок 1. Из базы данных по всем используемым зубчатым колесам информация записывается в массив listGear, операция выполняется с помощью следующей SQL-команды (результат сохраняется в массиве listGear):

SELECT DISTINCT gear

FROM TableGear

ORDER BY gear.

Цикл *A* выполняется до тех пор, пока число элементов в массиве listGear больше четырех.

Блок 2. Задание начальных значений переменных цикла:

bestGear = 0;

bestMiddle = 5,

где bestMiddle — наименьшая средняя погрешность наладки в текущей итерации цикла при отсутствии зубчатого колеса с индексом bestGear.

Цикл *B* — последовательный перебор всех элементов из массива listGear и запись текущего элемента в переменную *c*urrGear.

Блок 3. Создание копии list*c*urrGear массива listGear, где отсутствует элемент со значением *c*urrGear.

Блок 4. Чтение из базы данных передаточных отношений, которые могут быть получены с использованием зубчатых колес, находящихся в массиве list*c*urrGear, и запись результата в массив listRatio. Чтение осуществляется с помощью SQL-команды:

SELECT DISTINCT
MAX(gear) **AS** gear

FROM TableGear **IN**
(list*c*urrGear)

GROUP BY id

HAVING COUNT(gear) = 4

ORDER BY ratio.

Блок 5. Получение средней погрешности и запись ее в переменную currMiddle на основе listRatio с помощью специальной подпрограммы по алгоритму, приведенному в работе [2].

Блок 6. Условие: currMiddle < < bestMiddle.

Блок 7. Задание новых значений переменных:

bestGear = currGear;

bestMiddle = currMiddle.

Блок 8. Удаление элемента *bestGear* из массива *listGear*, запись

в таблицу Result (табл. 2) средней погрешности bestMiddle, наибольшей погрешности bestGear удаленного зубчатого колеса, чисел оптимальных передаточных отношений.

Из первоначального комплекта последовательно удаляются сменные зубчатые колеса таким образом, чтобы средняя погрешность оставалась как можно меньше. Следовательно, с каждой итерацией удаляется наиболее бесполезное сменное зубчатое колесо до тех пор, пока в комплекте не останется четыре колеса. В итоге получена таблица (Result), которая также размещается в базе данных.

В Result графа "id" используется для идентификации записи. В графе "gear" указывают зубчатое колесо, которое было удалено из предыдущего комплекта сменных зубчатых колес. Данные граф "size" (число полученных неповторяющихся передаточных отношений), "max_delta" (наибольшая погрешность) и "middle" (средняя погрешность) — результаты вычисления при отсутствии зубчатого колеса "gear". На основе полученных данных можно построить зависимость погрешности δ наладки от числа q зубчатых колес в комплекте (рис. 2).

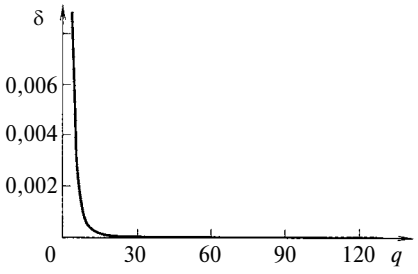


Рис. 2. Зависимость погрешности δ наладки гитары от числа q зубчатых колес в комплекте

Анализ полученных результатов показал, что погрешность остается постоянной при числе зубчатых колес от 320 до 150, при этом наименьшая возможная погрешность $\delta_{min} = 0{,}0000014270768376967$. При числе зубчатых колес меньше 150 погрешность увеличивается. Если в комплекте зубчатых колес меньше 57, то в нем не будет ни одного повторяющегося зубчатого колеса, что, возможно, затруднит расчеты вручную, но при этом сохранится низкая погрешность.

Таблица 2

Фрагмент Result

id	gear	size	max_delta	middle
351	570	490339	0,00024561	0,00000541
352	940	448604	0,00025063	0,00000590
353	930	408695	0,00025063	0,00000647
354	560	368683	0,00025063	0,00000712
355	210	340551	0,00028016	0,00000785
356	410	304581	0,00028016	0,00000869
357	920	274093	0,00032254	0,00000965
358	650	244391	0,00032254	0,00001079
359	530	214532	0,00032254	0,00001210

Таблица 3

Сравнительная характеристика комплектов зубчатых колес

Критерий исследования	Комплект к станкам 5К32, 5К32А, 5К324, 5К324А	Предложенный комплект
Число сменных зубчатых колес в стандартном комплекте	35	35
Число полученных передаточных отношений	291 828	279 779
Максимальная погрешность наладки	0,000966702470462	0,000322541749563
Средняя погрешность наладки	0,000015283589698	0,000009667070362

Сравним полученные результаты с имеющимся комплектом зубчатых колес, поставляемым к станкам 5К32, 5К32А, 5К324, 5К324А, в состав которого входят 35 зубчатых колес (табл. 3).

Несмотря на то, что в стандартном комплекте число передаточных отношений больше, чем в предложенном комплекте, средняя погрешность наладки в последнем меньше на 0,00000561.

Используя Result (см. табл. 2), можно определить, сколько и какие зубчатые колеса необходимы при заданной погрешности наладки. Например, если задана погрешность наладки гитары не более 0,000002, то по Result находим, что число сменных зубчатых колес id = 61, тогда middle = = 0,000001962. Для определения необходимых зубчатых колес в комплекте из графы "gear" выбирают все зубчатые колеса, находящиеся ниже выбранного значения id.

Применяя полученный комплект, трудно определить сменные зубчатые колеса по таблицам Петрика и Шишкова, так как их может не оказаться в наборе. Поэтому следует использовать специальные программы по настройке станков при известном наборе зубчатых колес [3].

Предложенный подход значительно сокращает время наладки и повышает эффективность использования сменных зубчатых колес.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Колягин Ю. М., Луканкин Г. Л., Яковлев Г. Н.** Математика. Алгебра и элементарные функции. М.: Агар, 1999. 432 с.

2. **Федосеенко В. О.** Влияние числа сменных зубчатых колес на погрешность наладки зубофрезерного станка // СТИН. 2010. № 12. С. 33—36.

3. **Федосеенко В. О., Корниенко В. Г.** Увеличение точности настройки кинематических цепей зуборезных станков // Успехи современного естествознания. 2010. № 5. С. 102—104.

УДК 621.43.013.4

А. Н. КАРЕЛИН, д-р техн. наук, В. Ю. РУДАКОВ (МГОУ), e-mail: kimgoukolomna@mail.ru

Расчет угла конуса струи распыляемого топлива

Исследованы влияния давления впрыска, плотности воздушного заряда, диаметра распыляющих отверстий и температуры воздушного заряда на угол конуса топливной струи, уточнен метод расчета А. С. Лышевского. Установлено, что коэффициент и показатель степени при числе Вебера, критерии распыления и симплекса плотности, входящие в формулу угла конуса струи, зависят от давления впрыска.

Ключевые слова: топливо, угол конуса струи, давление впрыска, воздушный заряд, распыление.

The influence of injection pressure, air charge density, diameter of spray holes, and air charge temperature on the cone angle of the jet fuel have been studied, and the refinement of A. S. Lyshevsky calculation method has been executed. It was shown that the coefficient and exponent of the Weber number, the spraying criteria, and density simplex in the formula of a cone angle depend on the injection pressure.

Keywords: fuel, cone angle of the jet, injection pressure, air charge, spraying.

Для согласования геометрии топливного факела и камеры сгорания при работе дизелей на эксплуатационных режимах необходимо рассчитать угол конуса струи распыляемого топлива (СРТ). Широко применяемый метод А. С. Лышевского [1] не обеспечивает совпадения результатов расчета с экспериментальными данными. Причины — использование в экспериментах открытой форсунки и стационарное истечение топлива из сопловых отверстий, тогда как при реальном впрыске применяют закрытые форсунки, а истечение имеет импульсный характер.

Исследования, проведенные на установке "Двигатель с прозрачными окнами" [2, 3], позволили разработать метод расчета угла конуса СРТ для реального истечения топлива [4, 5], в основу которого положена турбулентная модель СРТ [1]. Предлагаемый расчет угла конуса — составная часть метода расчета геометрических параметров топливной струи [5, 6].

Конструктивной особенностью установки является то, что ее можно переводить на режим холодной бомбы. Для этого необходимо шток поршня отсоединить от крейцкопфа, поршень установить в нужное положение, а камеру бомбы загерметизировать. Сжатый воздух подается в камеру с заданными давлением и плотностью. Впрыск топлива обеспечивается аккумуляторной электрогидравлической системой топливоподачи. Форсунка оснащена тензометрическим датчиком давления впрыска, расположенным на сопловом наконечнике и позволяющем регистрировать осциллограммы в момент киносъемки. Установка оснащена шлирен-теневой оптической системой и скоростной кинокамерой СКС 1М. Реальная скорость киносъемки 3600÷4910 кадров/с при штатной скорости 4000 кадров/с.

Изучали действие давления $p_{впр}$ впрыска, плотности $\rho_в$ воздушного заряда и диаметра $d_с$ распыляющих отверстий на угол α конуса топливной струи. Давление топлива в экспериментах задавали по показаниям манометра, установленного на аккумуляторе высокого давления. Давление впрыска измеряли по осциллограммам.

Влияние давления впрыска на угол конуса изучали при давлении топлива в аккумуляторе $p_{ак}$ = 19,62; 29,43; 39,24; 49,05; 58,86 МПа. Давления впрыска — максимальные значения на осциллограммах, составили соответственно 8,8; 14,4; 23,6; 30,5; 37,9 МПа. Диаметр распыляющего отверстия — 0,4 мм, плотность воздушного заряда — 29 кг/м^3. Влияние плотности воздушного заряда изучали при давлении $p_{впр}$ = 14,4 МПа, диаметре $d_с$ = 0,4 мм и плотности воздуха $\rho_в$ = 16; 22; 25,5; 29; 35 кг/м^3. При изучении влияния диаметра распыляющего отверстия использовали сопловые наконечники с $d_с$ = 0,3; 0,4; 0,5; 0,6 мм при $p_{впр}$ = 14,4 МПа и $\rho_в$ = 29 кг/м^3. Применяли топливо с плотностью $\rho_т$ = 828 кг/м^3, динамической вязкостью $\mu_т = 2{,}07 \cdot 10^3$ нс/м^2 и коэффициентом поверхностного натяжения $\sigma_т$ = 27,486 кг/с^2.

На рис. 1—3 в виде зависимостей $\alpha = f(t)$ приведены результаты измерений угла конуса, выполненные по отпечаткам кинограмм. Аналогичные результаты измерений угла конуса получены

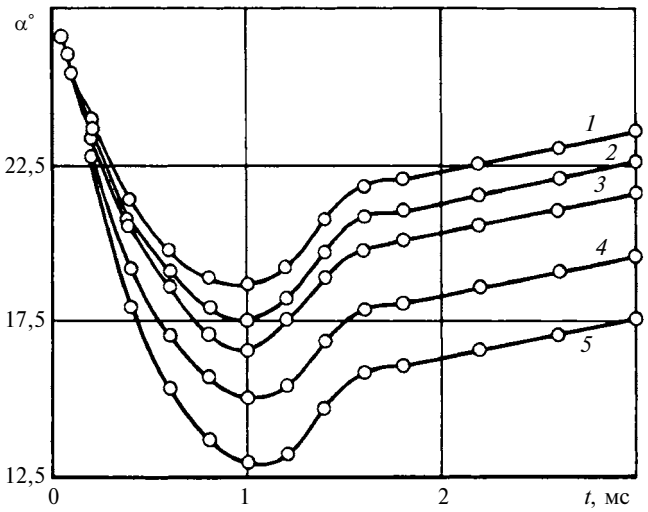


Рис. 1. Зависимости $\alpha = f(t)$ от $p_{ак}$ = 58,86 (*1*); 49,05 (*2*); 39,24 (*3*); 29,43 (*4*) и 19,62 МПа (*5*) при $d_с$ = 0,4 мм и $\rho_в$ = 29 кг/м^3

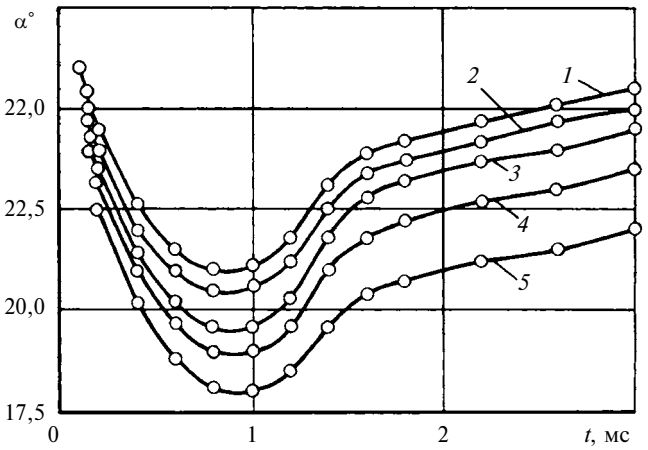


Рис. 2. Зависимости $\alpha = f(t)$ от $\rho_в$ = 35 (*1*); 29 (*2*); 25,5 (*3*); 22 (*4*) и 16 кг/м^3 (*5*) при $d_с$ = 0,4 мм и $p_{ак}$ = 30 МПа

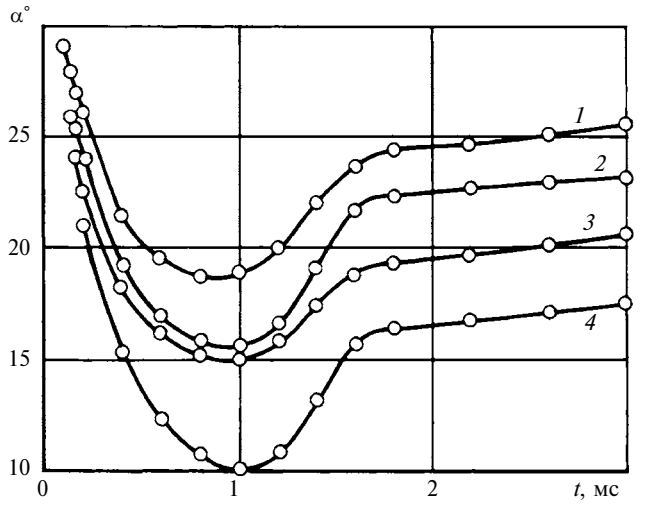


Рис. 3. Зависимости $\alpha = f(t)$ от $d_с$ = 0,6 (*1*); 0,5 (*2*); 0,4 (*3*) и 0,3 мм (*4*) при $p_{ак}$ = 30 МПа и $\rho_в$ = 29 кг/м^3

при моделировании дизельных процессов [7, 8]. Значения величины определяли по уравнению [1]

$$\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} = A_3 \frac{\mathrm{We}^{l_3}\rho^{k_3}}{M^{n_3}},$$

где α — угол конуса СРТ; A_3 — коэффициент; We — число Вебера; M — критерий распыления; ρ — симплекс плотности.

Предварительная оценка экспериментальных данных показала, что с изменением действующих факторов ($p_{впр}$, ρ, $d_с$, t) коэффициент A_3 и показатели степени k_3, l_3, n_3 меняют свои значения. Поэтому экспериментальные данные рассчитывали по зависимостям $\alpha = f(t)$, полученным в интервале времени t = 0,2÷3 мс с шагом 0,2 мс. Начальный интервал t = 0÷0,2 мс не принимали во внимание, так как недостаточное разрешение кинограмм по времени не позволило получить для него надежные результаты.

При обработке данных и их расчете измеряли угол конуса СРТ, определяли lgtgα/2, текущие значения $p_{впр}$ и соответствующие ему значения lgWe. По этим данным строили зависимости lgtgα/2 = $= f$(lgWe), из которых определяли показатель степени l_3. На рис. 4 в качестве примера приведены зависимости lgtgα/2 = f(lgWe) в интервале времени t = 0,2÷1,0 мс. Получены следующие значения l_3:

t, мс	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
l_3.	0,0288	0,0889	0,1248	0,1728	0,2392	0,1984
t, мс	1,4	1,6	1,8	2,2	2,6	3,0
l_3.	0,2288	0,2112	0,2048	0,1960	0,1917	0,1921

Согласно полученным значениям построена зависимость $l_3 = f(t)$ на рис. 5 и выведены аналитические выражения для расчета l_3. С достаточной для практических целей точностью этот показатель рассчитывали по трем уравнениям: $l_3 = 0{,}2t$ при t = 0,2÷1,2 мс; $l_3 = 0{,}31 - 0{,}0583t$ при t = 1,2÷1,8 мс; $l_3 = 0{,}236 - 0{,}0183t$ при t = 1,8÷3,0 мс.

При обработке экспериментальных данных о влиянии плотности воздуха на угол конуса СРТ измерения проводили по рис. 2. Определяли lgtgα/2 и lgρ и строили зависимости lgtgα/2 = f(lgρ). Получены следующие показатели степени k_3.

t, мс	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
k_3	0,121	0,130	0,154	0,1722	0,1845	0,1925
t, мс	1,4	1,6	1,8	2,2	2,6	3,0
k_3	0,1928	0,206	0,212	0,218	0,216	0,210

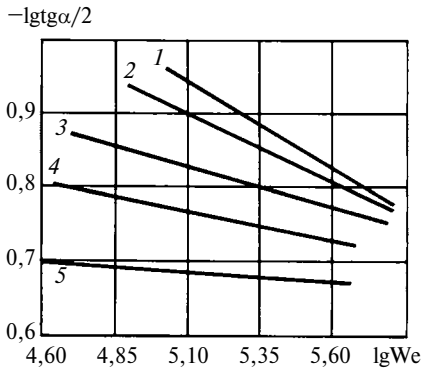


Рис. 4. Зависимости $-\mathrm{lgtg}\alpha/2 = f(\mathrm{lgWe})$ при t = 0,2 (*1*); 0,4 (*2*); 0,6 (*3*); 0,8 (*4*) и 1 мс (*5*)

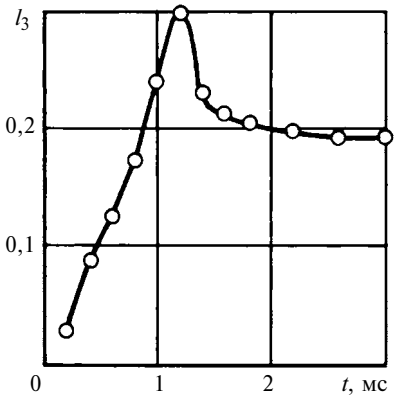


Рис. 5. Зависимость $l_3 = f(t)$

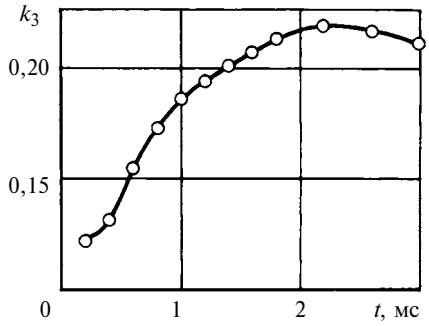


Рис. 6. Зависимость $k_3 = f(t)$

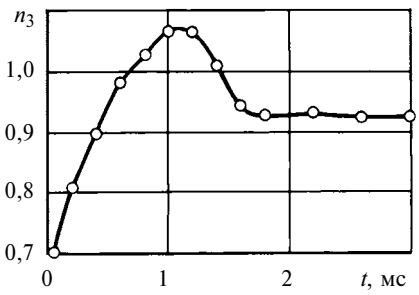


Рис. 7. Зависимость $n_3 = f(t)$

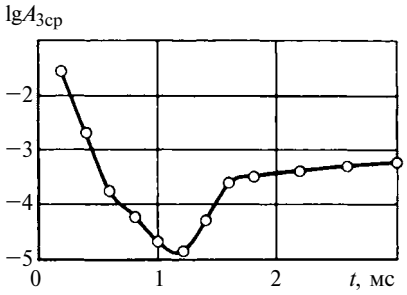


Рис. 8. Зависимость $\lg A_3 = f(t)$

Согласно полученным значениям построена зависимость $k_3 = f(t)$ (рис. 6) и выведены уравнения для определения k_3. С достаточной для практических целей точностью этот показатель рассчитывали по двум уравнениям: $k_3 = 0{,}091 + 0{,}113t - 0{,}025t^2$ при $t = 0{,}2 \div 2{,}3$ мс; $k_3 = 0{,}146 + 0{,}064t - 0{,}0142t^2$ при $t = 2{,}2 \div 3$ мс.

Аналогично определяли влияние диаметра распыляющих отверстий на угол конуса СРТ. Измерения проводили по рис. 3. Определяли $\lg\mathrm{tg}\alpha/2$ и $\lg M$, строили зависимости $\lg\mathrm{tg}\alpha/2 = f(\lg M)$ и находили показатель степени n_3:

t, мс	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
n_3	0,2667	0,4933	0,7067	0,1722	0,9133	0,9100
t, мс	1,4	1,6	1,8	2,2	2,6	3,0
n_3	0,7667	0,6067	0,5867	0,5767	0,5600	0,5600

Зависимость $n_3 = f(t)$ приведена на рис. 7. По ней определен показатель степени n_3, который с достаточной для практических целей точностью рассчитывали по трем уравнениям: $n_3 = 1{,}83t - 0{,}83t^2 - 0{,}08$ при $t = 0{,}2 \div 1{,}1$ мс; $n_3 = 1{,}81 + 0{,}753t$ при $t = 1{,}1 \div 1{,}6$ мс; $n_3 = 0{,}63 - 0{,}0233t$ при $t = 1{,}6 \div 3$ мс.

Коэффициент A_3 определяли из выражения $\mathrm{tg}\alpha/2 = A_3 b$, где $b = \mathrm{We}^{l_3} p^{k_3} / M^{n_3}$ для каждого принятого момента времени в середине диапазона изменения действующих факторов ($p_{впр}$, $\rho_в$, d_c) с использованием найденных значений l_3, k_3, n_3. Проверка показала, что по краям диапазона отклонения A_3 незначительны и их можно не учитывать. Тем не менее значения A_3 определяли по краям и в середине диапазона и брали средние $A_{3ср}$. Для удобства практического применения полученных значений $A_{3ср}$ определяли $\lg A_{3ср}$ и строили зависимость $\lg A_3 = f(t)$ (рис. 8). Получены следующие значения A_3:

t, мс . .	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
$\lg A_{3ср}$. .	−1,5406	−2,6801	−3,7508	−4,2221	4,6916	−4,8714
t, мс . .	1,4	1,6	1,8	2,2	2,6	3,0
$\lg A_{3ср}$. .	4,2884	−3,6007	−3,4891	−3,3796	−3,2920	−3,2433

По значениям A_3 и зависимостям на рис. 8 получены выражения для расчета величины $\lg A_{3ср}$: $\lg A_{3ср} = 0{,}075 + 7{,}99t - 3{,}333t^2$ при $t = 0{,}2 \div 1{,}2$ мс; $\lg A_{3ср} = 3{,}19t - 8{,}66$ при $t = 1{,}2 \div 1{,}65$ мс; $\lg A_{3ср} = 0{,}18t - 3{,}78$ при $t = 1{,}65 \div 3$ мс.

Выражение для расчета угла конуса топливной струи адаптировано к ее расширению, происходящему в реальном дизельном процессе [7]. Коэффициент A_3 и показатели степени l_3, k_3, n_3 можно определить по рис. 5—8.

Возможные относительные погрешности рассчитанного угла конуса составили 1,5÷12,5 % в зависимости от режима и фазы впрыска.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Лышевский А. С.** Распыливание топлива в судовых дизелях. Л.: Судостроение, 1971.

2. **Установка** для исследования процессов, протекающих в камере сгорания дизеля / Е. А. Никитин, Г. В. Никонов, М. Г. Крупский, Ю. Ф. Куянов // Двигателестроение. 1988. № 1.

3. **Кузин В. Е., Рудаков В. Ю.** Системы и измерительная аппаратура установки "Двигатель с прозрачными окнами" // Сб. ВЗПИ. М.: Изд-во ВЗПИ, 1988.

4. **Крупский М. Г., Рудаков В. Ю., Чугунов А. В.** Методика расчета геометрических параметров струи распыленного топлива в камерах сгорания дизелей // Новые технологии. 2000. № 2.

5. **Крупский М. Г., Рудаков В. Ю.** Расчет геометрических параметров струи топлива при впрыске в камеру сгорания дизеля // Двигателестроение. 2009. № 1.

6. **Крупский М. Г., Рудаков В. Ю.** Методика расчета геометрических параметров и динамики струи распыленного топлива при впрыске дизельной форсункой // Тез. докл. Всерос. науч.-техн. семинара по автоматическому управлению и регулированию теплотехнических установок им. В. И. Крутова // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. "Машиностроение". 2007. № 4. С. 116.

7. **Рудаков В. Ю.** Исследование теплового и газодинамического воздействия воздушного заряда на развитие топливной струи // Двигатель. 2004. № 4; 2005. № 1.

8. **Рудаков В. Ю.** О формировании угла конуса топливной струи // Тез. докл. Всерос. науч.-техн. семинара по автоматическому управлению и регулированию теплотехнических установок им. В. И. Крутова // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. "Машиностроение". 2006. № 3.

УДК 621.861.004.15

Н. И. ХАБРАТ (Крымский инженерно-педагогический университет, г. Симферополь, Украина), e-mail: ervin777@yandex.ru

Коэффициенты полезного действия подвижных и неподвижных блоков полиспаста

Аналитически подтверждено, что коэффициенты полезного действия подвижных и неподвижных блоков полиспаста равны по абсолютной величине.

Ключевые слова: полиспаст, подвижные и неподвижные блоки, КПД.

It was confirmed analytically that the efficiencies of movable and fixed blocks of a polyspast are equal in absolute value.

Keywords: polyspast, movable and fixed blocks, efficiency.

Полиспасты широко применяются в грузоподъемных [1, 2], транспортирующих [3] и сельскохозяйственных машинах [4], на железнодорожном транспорте, в цирковом оборудовании и многих других случаях. Полиспасты дают выигрыш как в силе, так и в скорости (пути). Они содержат подвижные и неподвижные оси с установленными на них блоками, охватываемыми гибким органом, один конец которого — приводной, а второй — кинематически соединен с одной из осей. Блоки на подвижной оси называют подвижными, на неподвижной — неподвижными.

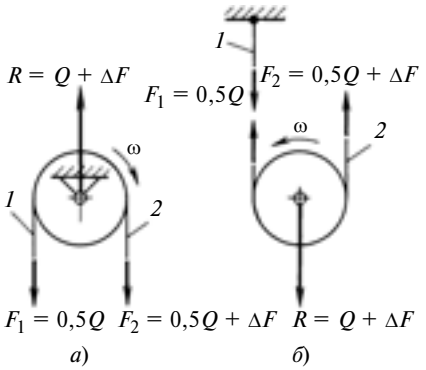
Основной параметр полиспаста — коэффициент полезного действия (КПД), складывается из КПД блоков, входящих в его конструкцию и его определение является важным как при создании оптимальной конструкции машины, так и в период эксплуатации.

В работах [1—3, 5—7] дана одна и та же методика определения КПД неподвижных блоков полиспаста, значение которого при их установке на подшипниках качения равно 0,98. В работах [1, 2, 5, 7] аналитически исследовано, а в работе [6] экспериментально подтверждено, что КПД подвижных блоков полиспаста выше, чем неподвижных, и при их установке на подшипниках качения равно 0,99. В связи с этим возникает вопрос: может ли быть, что, как следует из работ [1—3, 5—7], если подвижный и неподвижный блоки полиспаста одинаковых размеров и нагруженности поменять местами, то их КПД изменятся. В работах [1—3] для расчета КПД полиспаста кратностью m приведена зависимость:

$$\eta_n = (1 - \eta^m)/[m(1 - \eta)], \quad (1)$$

где η — КПД блоков полиспаста (без указания какие это блоки).

Но эту формулу не всегда можно применить при расчете (например, при кратности полиспаста $m = 8$, в котором три неподвижных и четыре подвижных блока). Поэтому целью работы стало определение значений КПД неподвижных и подвижных блоков полиспаста и наличия между ними разницы при одинаковых их размерах и нагруженности.



а) *б*)

На рисунке, *а*, *б* приведены схемы неподвижного и подвижного блоков полиспаста. Определим КПД неподвижного блока. Приложим в статике к приводной *2* и неприводной *1* ветвям гибкого органа силы, равные $0{,}5Q$. Затем к приводной ветви приложим такую дополнительную силу ΔF (см. рисунок, *а*), которая обеспечит перемещение гибкого органа по блоку, приводя его во вращение. Сила ΔF идет на преодоление сопротивления в подшипниковых опорах блока и сопротивления, связанного с изгибными деформациями гибкого органа. Натяжение в неприводной ветви составит $F_1 = 0{,}5Q$, а в приводной — $F_2 = 0{,}5Q + \Delta F$. В этом случае КПД неподвижного блока можно выразить через отношение полезной $A_{\text{п}} = F_1 h = 0{,}5Qh$ и затраченной $A_{\text{з}} = F_2 h = (0{,}5Q + \Delta F)h$ работ:

$$\eta = \frac{A_{\text{п}}}{A_{\text{з}}} = \frac{F_1 h}{F_2 h} = \frac{0{,}5Q}{0{,}5Q + \Delta F} = \left(1 + \frac{2\Delta F}{Q}\right)^{-1}, \quad (2)$$

где h — перемещение концов гибкого органа неподвижного блока.

Суммарная реакция давления на ось неподвижного блока при перемещении по нему гибкого органа $R = F_1 + F_2 = 0{,}5Q + 0{,}5Q + \Delta F = Q + \Delta F$.

Анализ зависимости (2) показал, что КПД неподвижного блока с некоторым приближением (без учета деформации гибкого органа) представляет собой отношение натяжений в неприводной и приводной ветвях, которые отличаются тем, что натяжение в приводной ветви больше на величину ΔF. В указанных выше работах КПД неподвижного блока определялось аналогично.

Рассмотрим КПД подвижного блока. Очевидно, что сравнивать КПД подвижного и неподвижного блоков следует при их одина-

ковых условиях нагружения и диаметральных размерах. Исходя из этого, приложим в статике к оси подвижного блока (см. рисунок, *б*) такую же силу R, какая была приложена к оси неподвижного блока, что приведет к равенству натяжений в неприводной F_{1c} и приводной F_{2c} ветвях: $F_{1c} = F_{2c} = 0{,}5R = 0{,}5Q + 0{,}5\Delta F$.

Приложив к приводной ветви *2* подвижного блока дополнительную силу $0{,}5\Delta F$, создадим условия для перемещения гибкого органа по блоку, приводящего блок во вращение. При этом произойдет перераспределение натяжений в ветвях подвижного блока вследствие постоянства суммарной силы $R = Q + \Delta F$, действующей на ось подвижного блока от натяжений $F_1 = 0{,}5Q$ и $F_2 = 0{,}5Q + \Delta F$.

Так как в динамике натяжения в приводной и неприводной ветвях и сила давления на ось подвижного блока такие же, как у неподвижного блока, то в соответствии с зависимостью (2) и КПД подвижного и неподвижного блоков полиспаста при одинаковых кинематических и силовых параметрах будут одинаковыми. Однако при одинаковых натяжениях в ветвях гибких органов подвижного и неподвижного блоков к приводной ветви подвижного блока прикладывается в 2 раза меньшая дополнительная сила ($0{,}5\Delta F$) для создания перемещения гибкого органа, чем к приводной ветви гибкого органа неподвижного блока. Чтобы понять причину этого, рассмотрим кинематику блоков. Перемещение конца приводной ветви неподвижного блока равно перемещению второго конца гибкого органа неприводной ветви, на котором, например, может быть закреплен груз весом $0{,}5Q$. При этом работа, затрачиваемая на преодоление сопротивления ΔF вращению блока при подъеме груза на высоту h, составит:

$$A_{\text{п}} = \Delta F h. \qquad (3)$$

Подвижный блок (см. рисунок, *б*) представляет собой полиспаст кратностью $m = 2$, для которого перемещение приводного конца гибкого органа в 2 раза больше перемещения оси подвижного блока с закрепленным на нем грузом. Работа на преодоление сил сопротивления вращению блока при подъеме оси подвижного блока с грузом на такую же высоту h, как и неподвижного, составит

$$A_{\text{п}} = 0{,}5\Delta F 2h = \Delta F h. \qquad (4)$$

Анализ зависимостей (3) и (4) показал, что при нагружении осей подвижного и неподвижного блоков одинаковой силой R потери в них в идентичных условиях одинаковы. Это еще раз подтверждает, что КПД подвижных и неподвижных блоков одинаковы по величине при прочих равных условиях. Приведенное выше доказательство подтверждает и тот факт, что при подъеме груза на одну и ту же высоту подвижный и неподвижный блоки совершают одно и то же число оборотов.

М. Ш. Арбесман [5] и Б. С. Ковальский [7] считали, что КПД подвижных и неподвижных блоков полиспаста различаются. Ошибка М. Ш. Арбесмана заключается в том, что он определял КПД подвижного блока из соотношения $(F_1 + F_2)h/(2F_2h)$, которое после преобразования принимает вид $(\eta + 1)/2$, что является частным случаем известной зависимости (1) для определения КПД полиспаста при его кратности $m = 2$. К выводу о различии КПД подвижного и неподвижного блоков полиспаста автор работы [7] пришел ошибочно исходя из того, что к оси неподвижного блока прикладывается усилие в 2 раза большее, чем к оси подвижного блока. Результаты аналитических исследований работы [7] перешли в учебную [1, с. 136] и справочную [2, с. 271, табл. V.2.17, примечание] литературу и поставили в затруднительное положение расчетчиков при использовании зависимости (1), так как в одном и том же полиспасте в большинстве случаев есть и подвижные, и неподвижные блоки. В экспериментальной работе [6] методически верно определен КПД полиспаста с кратностью $m = 2$, но ошибочно определен КПД подвижного блока.

В заключение отметим, что верность зависимости (1) подтверждена в работах [1—3] и все входящие в нее КПД подвижных и неподвижных блоков полиспаста при одинаковых конструктивных параметрах имеют одно и то же значение.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Грузоподъемные** машины / М. П. Александров, Л. Н. Колобов, Н. А. Лобов и др. М.: Машиностроение, 1986. 400 с.

2. **Справочник** по кранам. Т. 2 / М. П. Александров, М. М. Гохберг, А. А. Колобов и др. Л.: Машиностроение, 1988. 559 с.

3. **Красников В. В.** Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве. М.: Колос, 1973. 464 с.

4. **Абдулгазис У. А., Марковская О. Е., Хабрат Н. И.** Расчет основных параметров механизма порционного сбрасывателя жатки // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2001. № 12.

5. **Арбесман М. Ш.** К вопросу о коэффициенте полезного действия полиспастов // Изв. вузов. Машиностроение. 1971. № 4.

6. **Жиряков А. И.** Экспериментальная оценка КПД блока // Вестник машиностроения. 1976. № 1. С. 53.

7. **Ковальский Б. С.** Коэффициент полезного действия полиспаста // Вестник машиностроения. 1976. № 1. С. 53—55.

УДК 664.346

В. Н. ВАСИЛЕНКО, д-р техн. наук, М. В. КОПЫЛОВ,
А. В. НАКРАЙНИКОВА (ФГБОУ ВПО "Воронежский ГУИТ"),
e-mail: vvn_1977@mail.ru

Создание САПР "МАСЛОПРЕСС"

Представлена разработка САПР маслопрессов для безотходной переработки сырья.

Ключевые слова: САПР, маслопресс, сырье, масло, жмых.

The development of CAD system of oil presses for waste-free remaking of raw materials is presented.

Keywords: CAD, oil press, raw materials, oil, oil cake.

Масложировое производство — наиболее сложная отрасль пищевой промышленности. Ведущее место по объему производства в ней занимают растительные масла, на долю которых приходится более 80 % всех производимых в мире жиров. Мировое производство основных видов растительного масличного сырья составляет около 200÷230 млн т в год. Для получения масел используются маслопрессы разных конструкций. К сожалению отечественные маслопрессы значительно проигрывают маслопрессам западных фирм по энерго- и металлоемкости.

С целью повышения качества, снижения материальных затрат, сокращения сроков проектирования и повышения производительности была разработана система автоматизированного проектирования (САПР) "Маслопресс" для промышленного использования.

Предлагаемая САПР по заданной производительности и наружному диаметру шнека рассчитывает конструктивные параметры шнека и рабочей камеры маслопресса — внутренний диаметр и длину шнека, шаг витков, углы подъема винтовой линии, длину рабочей камеры и др. Далее выполняются: прочностной расчет вала шнека и его витков; кинематический расчет (частота вращения вала); энергетический расчет (выбор электродвигателя). По результатам расчета система выдает оптимальные конструктивные параметры пресса, предлагает рациональные технологические режимы прессования, а также позволяет получить наглядное изображение. Система содержит следующие базы данных: свойства семян масличных растений; физико-механические свойства материалов, рекомендуемых для изготовления шнеков; ГОСТы на методики определения показателей качества растительных масел (цвет, прозрачность, запах; содержание влаги и летучих веществ и др.).

Алгоритм работы САПР представлен на рис. 1. Функционально систему можно разделить на два блока: первый (выделен штри-

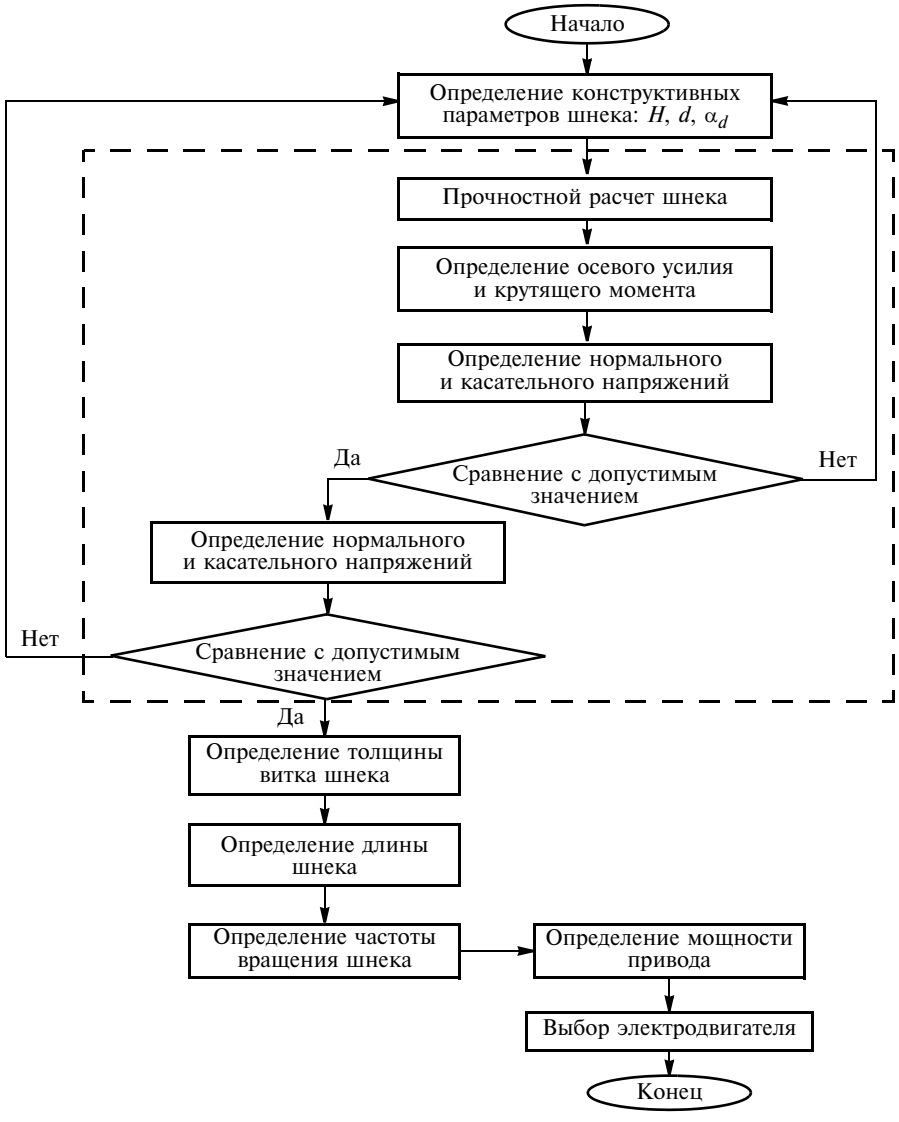


Рис. 1. Алгоритм САПР "Маслопресс"

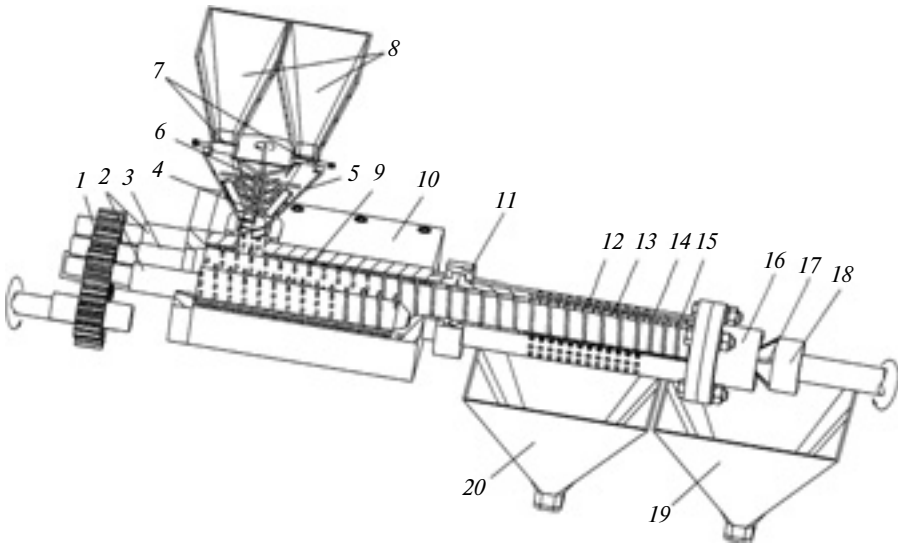


Рис. 2. Конструктивная схема маслопресса для получения купажированных масел и текстурированных жмыхов

ховой линией) — расчеты, подтверждающие работоспособность маслопресса; второй — расчет конструктивных параметров шнека и рабочей камеры маслопресса по исходным данным, а также кинематический и энергетический расчеты.

С помощью разработанной САПР на основании экспериментальных исследований была создана конструкция маслопресса, представленная на рис. 2. Пресс работает следующим образом. Регулируемый электродвигатель через зубчатую передачу *1* приводит во вращение два боковых (коротких) вала *2* и центральный (длинный) вал *3*. Одновременно включается электродвигатель, который приводит во вращение дорн *18*. Включается привод дозаторов *7* и комбинированной мешалки *6*, состоящей из крестообразных цилиндрических штырей, на концах которых закреплены счищающие лопасти *4*.

Исходный продукт — многокомпонентная смесь, в состав которой могут входить дополнительные продукты для получения обогащенного витаминизированного масла и текстурированного жмыха, из бункеров *8* в пропорциях, задаваемых дозаторами *7*, поступает в вертикальный конический смеситель *5*, где перемешивается мешалками *6*.

Далее смесь поступает в камеру *10*, измельчается серповидными ножами *9* и дополнительно перемешивается до получения однородной массы. За счет того, что выполненные по винтовой линии серповидные ножи *9* переходят в сплошные витки шнека, измельченная смесь нагнетается в маслоотделительную камеру *12*. В ней продукт постепенно уплотняется, давление увеличивается и масло через отверстия в зеерном корпусе *14* отжимается в маслосборник *20*. Наличие сменного зеерного корпуса позволяет регулировать выходные отверстия для масла, что существенно снижает избыточное попадание мезги в готовый продукт. Вертикальные цилиндры *13*, установленные между витками шнека, выполняют функцию нагревающих шайб, что способствует повышению выхода масла.

В начале камеры *15* динамического формования продукт окончательно переходит из твердого в вязкопластическое состояние в результате преобразования механической энергии от вращения вала *3* и цилиндров *13* в тепловую энергию от внутреннего трения при автогенном режиме работы пресса. Камера измельчения *10* и маслоотделительная камера *12* соединяются хомутом *11*.

Далее продукт выдавливается шнеком вала *3* в кольцевой зазор между наружной конической поверхностью дорна *18* и внутренней поверхностью матрицы *16*, где подвергается интенсивному механическому воздействию вращающегося дорна. Наличие продольных каналов *17* переменной глубины, выфрезерованных на конусной части дорна, обеспечивает интенсивную деструкцию продукта: цепи белковых молекул разрываются на более мелкие составляющие — полипептиды и пептиды. После выхода из кольцевого зазора текстурированный жмых попадает в сборник *19*.

К преимуществам предлагаемой конструкции маслопресса можно отнести:

одновременное получение купажированных масел и текстурированных жмыхов;

уменьшение мезги в масле благодаря сменному зеерному корпусу;

получение текстурированных жмыхов заданной консистенции при введении дополнительных компонентов, необходимых для их дальнейшего использования в качестве белковых обогатителей в различных производствах;

повышение качества жмыха вследствие его текстурирования в камере динамического формования.

Разработанная конструкция маслопресса позволяет повысить конкурентоспособность отечественного оборудования благодаря большей его производительности и меньшей металлоемкости.

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 621.039.524.44.001.5

Ю. Н. ДРОЗДОВ, д-р техн. наук, М. А. ТАНАНОВ, Е. П. ОСИПОВА (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), В. В. МАКАРОВ, А. В. АФАНАСЬЕВ, кандидаты технических наук, И. В. МАТВИЕНКО (ОАО ОКБ "Гидропресс"), e-mail: makarov@grpress.podolsk.ru

Экспериментальное исследование динамики тепловыделяющей сборки в потоке теплоносителя

Представлены исследования собственных и вынужденных колебаний тепловыделяющей сборки (ТВС) в стоячей воде и потоке теплоносителя. Определены частоты и коэффициенты демпфирования собственных колебаний, параметры вынужденных колебаний элементов ТВС, влияние перемешивающих решеток на вибрацию тепловыделяющих элементов.

Ключевые слова: тепловыделяющая сборка, тепловыделяющий элемент, собственные колебания, вынужденные колебания, частота, демпфирование.

The study of natural and forced oscillations of the fuel assembly (FA) in stagnant water and in the coolant flow has been presented. The frequencies and damping coefficients of natural oscillations, parameters of forced oscillations of FA elements, and the influence of intermixing lattices on the fuel rods vibration have been determined.

Keywords: fuel assembly, fuel rod, natural oscillations, forced oscillations, frequency damping.

При эксплуатации на тепловыделяющие сборки (ТВС) действуют нагрузки, вызываемые вибрациями внутрикорпусных устройств (ВКУ), пульсациями давления, акустическими волнами, турбулентным движением теплоносителя. Вибрации могут быть причиной повреждения деталей ТВС, в частности, тепловыделяющих элементов (твэлов) и дистанционирующих решеток (ДР) вследствие их изнашивания. Поэтому при проектировании ТВС реакторных установок АЭС-2006 предъявлялись требования к их вибрационной прочности и стойкости на весь период эксплуатации в реакторе, обоснование которых проводилось расчетно-экспериментальными методами с использованием верифицирующих результатов модального анализа полномасштабного макета.

До настоящего времени модальный анализ макетов ТВС проводили на воздухе. Однако по результатам зарубежных исследований динамические характеристики ТВС на воздухе, в стоячей воде и в потоке теплоносителя значительно отличаются. Более всего это относится к коэффициентам демпфирования, которые во многом определяют вибрационную прочность и стойкость ТВС в реакторе. В ОКБ "Гидропресс" был введен в эксплуатацию стенд для сейсмических и вибрационных испытаний ТВС, позволяющий, в частности, проводить их модальный анализ в потоке теплоносителя с температурой ≈40 °С при разных его расходах через ТВС.

Для сейсмических и вибрационных испытаний ТВС использовали универсальный стенд, предназначенный для экспериментальных исследований динамики и прочности ТВС АЭС-2006 и ВВЭР-1000 с приводом СУЗ ШЭМ-3 в режимах НЭ, НЭ + ПЗ, НЭ + МРЗ с целью обоснования безопасности реакторов ВВЭР (здесь НЭ — нормальная эксплуатация; ПЗ — проектное землетрясение; МРЗ — максимальное расчетное землетрясение). Основными составляющими стенда являются: гидравлическая система; привод СУЗ ШЭМ-3 с органами регулирования (ОР СУЗ) и системой управления; система вибрационного нагружения ТВС и привода; система измерений и управления виброиспытаниями; технологический контрольно-измерительный прибор (КИП); система строительных сооружений (рис. 1, см. обложку). Основные гидравлические параметры стенда: теплоноситель — вода; температура теплоносителя — до 55 °С; расход теплоносителя через колонку — до 1200 $м^3$/ч; давление в гидравлическом контуре — до 1 МПа. Система вибрационного нагружения предназначена для возбуждения вибрации ТВС и привода с амплитудами и частотами, характерными для режимов НЭ, ПЗ, МРЗ, и включает в себя шесть электродинамических вибростендов, установленных попарно под углом 90° на уровнях нижней и верхней опор ТВС и на уровне опоры привода.

Макет ТВС устанавливали в колонку стенда, в которой имитировали штатные условия закрепления ТВС. Колонка (рис. 2, см. обложку) представляет собой шестигранную призму с внутренним размером под ключ 263 ± 3 мм, что обеспечивает возможность перемещения середины ТВС не менее ±10 мм. В нижнем и верхнем фланцах колонка стенда имеет входной и выходной патрубки для продольной циркуляции теплоносителя. На двух противоположных гранях колонки расположены 18 прозрачных смотровых окон (по 9 на каждой грани) для измерения вибрационного отклика ТВС и твэлов лазерными виброметрами. По высоте ко-

лонки расположены штуцеры для датчиков пульсации давления, измерения поля скоростей и др.

Цель работы — экспериментальное определение вибрационных характеристик ТВС и твэлов в стоячей воде и потоке теплоносителя. Эти данные необходимы для расчетно-экспериментального обоснования прочности и работоспособности ТВС и активной зоны в нормальных условиях эксплуатации и при сейсмических воздействиях.

Этапы вибрационных испытаний ТВС:

определение частот, форм и коэффициентов демпфирования собственных колебаний в стоячей воде при температуре 20 ± 5 °С и широкополосной вибрационной нагрузке типа "белый шум" в диапазоне 1,5÷30 Гц, гармонических колебаниях опор с амплитудой 0,02 м/с^2 и разверткой по частоте 2÷18 Гц;

определение частот, форм и коэффициентов демпфирования собственных колебаний в потоке теплоносителя при температуре 40 ± 5 °С, его расходах через ТВС 300, 500 и 750 м^3/ч, возбуждении гармонических колебаний опор с амплитудой 0,05 м/с^2 и разверткой по частоте в диапазоне 2÷18 Гц;

определение собственных частот поперечных колебаний твэлов в пролетах между ДР в стоячей воде при температуре 20 ± 5 °С, нагружении опор ТВС нагрузкой типа "белый шум" в диапазоне 50÷400 Гц и постукивании по твэлу ударным молотком;

определение передаточных характеристик ТВС при гармонических (с разверткой по частоте) передающихся от опор вынужденных колебаниях в стоячей воде при температуре 20 ± 5 °С и в потоке теплоносителя при температуре 40 ± 5 °С, расходах его через ТВС 300, 500 и 750 м^3/ч. Частотный диапазон нагрузки — 2÷18 Гц, амплитуды ускорения опор — 0,1, 0,3 и 1 м/с^2, разности фаз между верхней и нижней опорами — 0 и 180°;

исследование вынужденных колебаний ТВС и твэлов, возбуждаемых потоком теплоносителя при расходах через ТВС в среднем 300, 500 и 750 м^3/ч и температуре 40 ± 5 °С. Колебания твэлов исследовали в пролетах разной длины (250 и 340 мм), содержащих и не содержащих перемешивающие решетки (ПР).

Экспериментальное исследование собственных колебаний ТВС и твэлов и передающихся от опор вынужденных колебаний ТВС в стоячей воде и в потоке теплоносителя проводили при кинематическом нагружении опор ТВС. Для этого макет ТВС АЭС-2006 устанавливали в колонку стенда таким образом, чтобы две противоположные грани макета находились напротив смотровых окон. Обеспечивалось проектное поджатие макета на 10 мм. Схема нагружения ТВС показана на рис. 3. Уровень вибрации опор контролировали пьезоэлектрическим акселерометром, установленным на опорах с помощью мастики. Вибрационный отклик макета ТВС и твэлов измеряли бесконтактными лазерными виброметрами через смотровые окна колонки. Контроль амплитуды и фазы колебаний опор, регистрацию и обработку сигналов с первичных преобразователей проводили с помощью программного обеспечения LMS SteppedSine и Spectral-Acquisition. Исследовали изгибные колебания ТВС как целого и колебания твэлов.

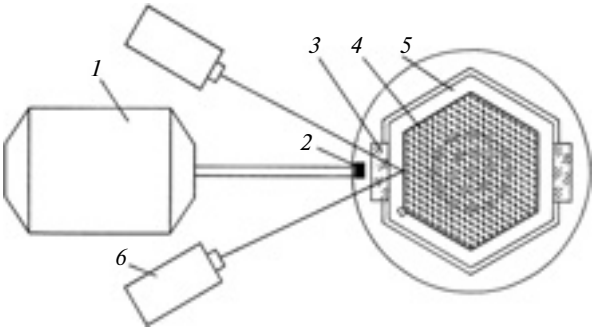


Рис. 3. Схема нагружения макета ТВС при испытаниях:
1 — вибростенд; *2* — пьезоакселератор; *3* — смотровые окна; *4* — макет ТВС; *5* — колонка стенда; *6* — лазерный виброметр

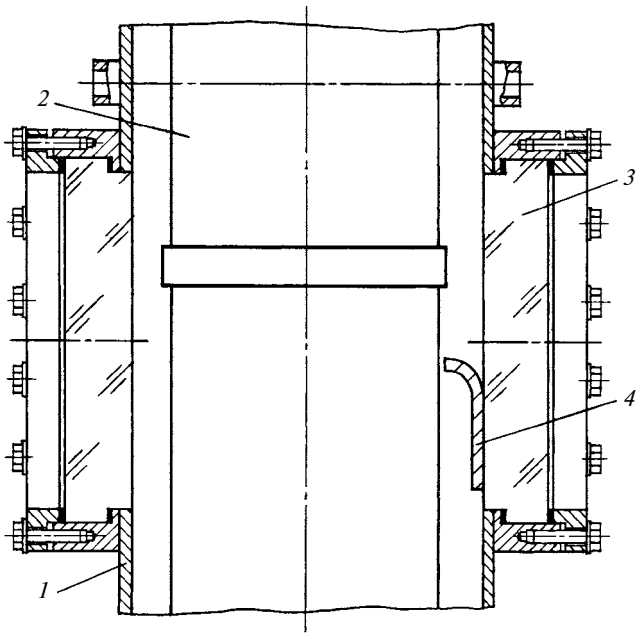


Рис. 4. Схема возбуждения вибрации ТВС с помощью дефлекторов потока:
1 — колонка стенда; *2* — макет ТВС; *3* — смотровые окна; *4* — дефлектор потока

Для измерения вибрации на одну и ту же точку твэла направляли два луча под углом ≈45°. Результирующий вектор скорости определяли по результатам измерений двух его проекций. Для создания в колонке поперечной компоненты потока и, как следствие, усиления поперечной вибрации на смотровых окнах напротив одной из граней ТВС в пролетах ДР1—ДР2 и ДР2—ДР3 были установлены дефлекторы потока (рис. 4). Вибрации твэлов измеряли на 50÷70 мм выше дефлекторов.

В результате испытаний определены собственные частоты, формы и коэффициенты демпфиро-

вания изгибных колебаний ТВС как целого на воздухе, в стоячей воде и при расходе теплоносителя через ТВС около 300 м^3/ч, исследованы собственные и вынужденные колебания твэлов.

В стоячей воде собственные колебания исследовали при возбуждении широкополосной вибрации ("белый шум") и гармонических колебаниях опор с разверткой по частоте и постоянной амплитудой 0,02 м/с^2. Из сопоставления модальных характеристик ТВС, полученных на воздухе и в стоячей воде, следует, что в стоячей воде частоты собственных колебаний снижаются на 11÷19 %, а коэффициенты демпфирования возрастают в среднем в 3 раза. В потоке теплоносителя с расходом через ТВС около 300 м^3/ч по сравнению со стоячей водой происходит дальнейшее уменьшение собственных частот на 0,3÷0,4 Гц и увеличение коэффициентов демпфирования в среднем в 3 раза.

При возбуждении гармонических колебаний с различными амплитудами по максимумам передаточных функций определены резонансные частоты колебаний ТВС. С увеличением амплитуды воздействия (ускорения опор ТВС) резонансные частоты смещаются в низкочастотную область. Причинами могут быть снижение изгибной жесткости ТВС и усиление демпфирования колебаний. Снижение в несколько раз изгибной жесткости ТВС при увеличении прогиба от 0,1÷0,2 до 1 мм было отмечено при статических испытаниях ТВС-2М. Это обусловлено снижением жесткости твэлов "на поворот" в ячейках ДР при переходе от состояния трения покоя к трению скольжения. Такой переход в подвижных соединениях приводит также к появлению добавочного источника демпфирования колебаний — кулоновскому трению.

Помимо собственных колебаний исследовали вибрации ТВС в потоке теплоносителя, вызванные его гидродинамическим воздействием. В спектрах давления теплоносителя (рис. 5, см. на обложке) в колонке стенда присутствует широкополосный шум, преимущественно в диапазоне частот 0,5÷300 Гц и пульсации давления на детерминированных частотах 24,8 и 148,4 Гц. Широкополосный шум вызван турбулентностью потока. Частота 24,8 Гц является оборотной частотой циркуляционного насоса, 148,4 Гц — лопаточной частотой. То, что данные гармоники вызваны пульсациями скорости теплоносителя с оборотной и лопаточной частотами насоса, подтверждает тот факт, что на выбеге насоса после его отключения частоты данных гармоник снижаются. Следует отметить, что колебания на лопаточной и оборотной частотах насоса носят случайный характер. В некоторых измерениях отсутствовали обе или одна из данных гармоник. Наблюдалась также тенденция к снижению амплитуды пульсаций давления на лопаточной частоте при увеличении расхода теплоносителя через колонку.

При исследовании колебаний твэлов было отмечено, что при расходе теплоносителя через ТВС 500 м^3/ч и более в пролетах длиной 340 мм появляются гармоники с частотами 80÷120 Гц, совпадающие с собственными частотами твэлов. При этом колебаний на собственных частотах ТВС как целого не наблюдалось. В пролете длиной 250 мм колебания на собственных частотах твэлов 200÷220 Гц проявляются значительно слабее и не у всех твэлов. В спектре скорости ДР3 отсутствуют гармоники с частотами, характерными для твэлов в пролете ДР2—ДР3, а также гармоники, совпадающие с собственными частотами ТВС как целого. Появление в спектрах низкочастотных гармоник (до 10 Гц) носит спонтанный характер, частоты этих гармоник меняются при разных измерениях.

Влияние ПР на интенсивность вибрации твэлов оценивали на основании измерения вибрации пролета ДР8—ДР9 без ПР и пролета ДР9—ДР10 с ПР. Отношение среднеквадратичных значений ускорений в пролете ДР9—ДР10 к ускорениям в пролете ДР8—ДР9 равно 1,19. Необходимо отметить, что повышенные вибрации имеют случайный характер, встречаются отношения от 0,70 до 1,96. Таким образом, для более точного установления влияния ПР на уровень вибрации твэлов требуется проведение измерений на большем количестве твэлов.

Заключение

1. Проведены исследования собственных и вынужденных колебаний макета ТВС АЭС-2006 в стоячей воде и потоке теплоносителя. Источниками вынужденных колебаний являются колебания опор ТВС и гидродинамические воздействия со стороны потока теплоносителя (пульсации давления и скорости).

2. Определены частоты и коэффициенты демпфирования собственных колебаний и резонансы вынужденных колебаний. Частоты собственных и вынужденных колебаний ТВС как целого снижаются при переходе от воздуха к стоячей воде и при увеличении расхода теплоносителя через ТВС. Коэффициенты демпфирования собственных и вынужденных колебаний увеличиваются при переходе от воздуха к стоячей воде и при увеличении расхода теплоносителя через ТВС. При расходе теплоносителя через ТВС около 500 м^3/ч коэффициенты демпфирования отдельных мод колебаний на порядок выше, чем на воздухе.

3. В потоке теплоносителя с расходом через ТВС 500 м^3/ч и выше возбуждаются вынужденные поперечные колебания твэлов в пролетах длиной 340 мм с частотами, близкими к собственным частотам твэлов. Резонансов на собственных частотах ТВС как целого при расходе до 750 м^3/ч не обнаружено. Действующие ускорения твэлов в пролетах, содержащих ПР, в среднем на 19 % выше, чем в пролетах без ПР. Вместе с тем для установления влияния ПР на уровень вибрации твэлов необходимо проведение измерений на большем количестве твэлов, поскольку повышенные вибрации имеют случайный характер.

УДК 621.9.077

В. Е. КАРПУСЬ, д-р техн. наук (Национальный ТУ "Харьковский политехнический институт", Украина, г. Харьков),
В. А. ИВАНОВ, канд. техн. наук (Сумский государственный университет, Украина, г. Сумы)
e-mail: karpus_vladislav@i.ua

Точность базирования валов в призмах

Представлены результаты аналитических и экспериментальных исследований точности базирования ступенчатых валов в призмах на сверлильных и фрезерных станках. Обоснована целесообразность применения предложенной переналаживаемой призмы в комплекте универсально-сборных переналаживаемых приспособлений.

Ключевые слова: переналаживание, призма, погрешность базирования, упругие деформации, точность обработки.

The paper contains the results of analytical and experimental studies of the stepped shafts basing accuracy in the prisms on the boring and milling machines. The advisability use of the proposed re-adjustable prism as a unit of the modular re-adjustable devices has been grounded.

Keywords: re-adjustment, prism, basing error, elastic deformations, processing accuracy.

Система универсально-сборных переналаживаемых приспособлений (УСПП) [1], суть которой состоит в том, что сборные станочные приспособления компонуются из функциональных переналаживаемых элементов, объединяет достоинства сборных и переналаживаемых приспособлений, позволяя значительно сократить затраты на изготовление комплекта элементов УСПП, расширив при этом технологические возможности и гибкость последних. Важное условие эффективного применения системы УСПП — обеспечение требуемой точности обработки деталей.

При обработке валов на сверлильных и фрезерных станках наиболее распространенной является схема базирования по наружным цилиндрическим поверхностям и торцу. Для реализации этой схемы базирования применяют призмы разных конструкций, с углами 60, 90 и 120°. Чаще всего применяют призмы с углом $\alpha = 90°$, обеспечивающие бóльшую устойчивость, чем призмы с углом $\alpha = 120°$, и более широкий диапазон диаметров устанавливаемых заготовок, чем призмы с углом $\alpha = 60°$ [2]. Комплект жестких стандартных призм десяти типоразмеров позволяет базировать валы с базовыми поверхностями диаметром 5÷150 мм, причем призмы каждого типоразмера позволяют базировать валы в небольшом диапазоне диаметров (10÷15 мм). Для установки валов другого типоразмера перекомпоновку опорных призм проводят вручную, что значительно увеличивает подготовительно-заключительное время переналадки.

Предлагается конструкция переналаживаемой базирующей призмы, входящей в комплект элементов УСПП [1, 2], с установочными элементами в форме дисков, оси вращения которых смещены относительно осей дисков. Система зубчатых колес позволяет одновременно поворачивать опорные диски в разные стороны на заданный угол, который соответствует диаметру базовой цилиндрической поверхности вала.

Предельные диаметры базовых поверхностей заготовок зависят: от радиуса R опорных дисков; эксцентриситета e, на который смещена ось поворота опорного диска от его центра; расстояния L между осями поворота опорных дисков (рис. 1). С учетом ограничений рабочей зоны станка диапазон радиусов опорных дисков составляет 20÷40 мм, что обеспечивает установку валов диаметром 25÷100 мм и позволяет заменить предлагаемой призмой стандартные жесткие опорные призмы пяти типоразмеров.

Установлено, что эксцентриситет следует принимать в пределах $e = \frac{R}{4} \div \frac{R}{2}$, а максимальное расстояние между осями поворота опорных дисков

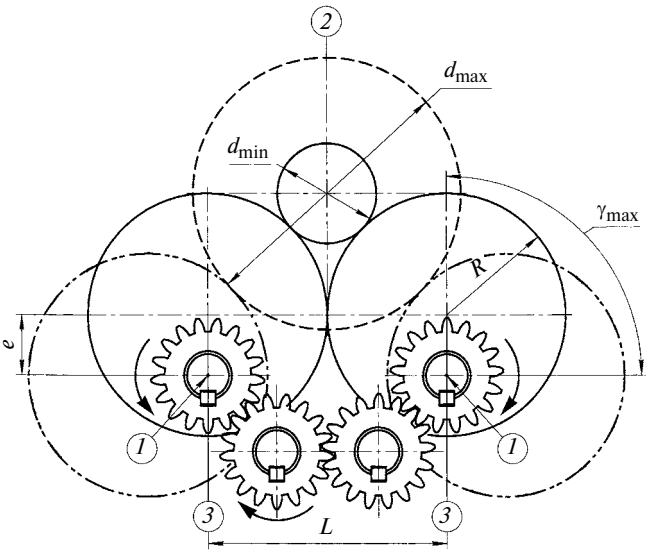


Рис. 1. Кинематическая схема переналаживаемой призмы

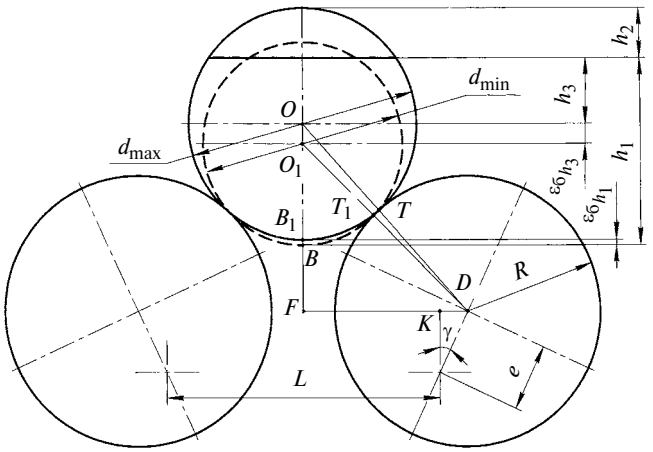


Рис. 2. Схема определения погрешности базирования вала в переналаживаемой призме

$L = 3R$. Положение опорных дисков относительно оси *1* поворота определяется углом γ, т. е. углом между осями заготовки (*2*) и опорного диска (*3*). Иметь угол $\gamma > 90^\circ$ нецелесообразно. На рис. 1 показаны граничные положения опорных дисков ($d_{\min}$, $d_{\max}$ — наибольший и наименьший диаметры устанавливаемой заготовки).

Анализ погрешности базирования вала (рис. 2) выполнен применительно к обработке лыски на валу на горизонтально-фрезерном станке. Погрешность базирования для размера h_1 определяем из выражения:

$$\varepsilon_{б_{h_1}} = OB - O_1B_1 - OO_1 = \frac{Td}{2} - OO_1,$$

где OO_1 — наибольшее смещение оси вала в результате разброса диаметров заготовок в производственной партии, мм; Td — допуск на диаметр базовой поверхности заготовки, мм.

В свою очередь

$$OO_1 = OF - O_1F = \sqrt{OD^2 - FD^2} - \sqrt{O_1D^2 - FD^2};$$

$$OD = \frac{Td}{2} + \frac{d_{\min}}{2} + R;$$

$$O_1D = O_1T_1 + T_1D = \frac{d_{\min}}{2} + R;$$

$$FD = FK + KD.$$

Учитывая, что $FK = \frac{L}{2}$, $KD = e\sin\gamma$ и выполнив необходимые подстановки, получим:

$$OO_1 = \sqrt{\left(\frac{Td}{2} + \frac{d_{\min}}{2} + R\right)^2 - \left(\frac{L}{2} + e\sin\gamma\right)^2} - \sqrt{\left(\frac{d_{\min}}{2} + R\right)^2 - \left(\frac{L}{2} + e\sin\gamma\right)^2}.$$

Следовательно, выражения для определения погрешностей базирования имеют вид:

для размера h_1:

$$\varepsilon_{б_{h_1}} = \frac{Td}{2} - \left(\sqrt{\left(\frac{Td}{2} + \frac{d_{\min}}{2} + R\right)^2 - \left(\frac{L}{2} + e\sin\gamma\right)^2} - \sqrt{\left(\frac{d_{\min}}{2} + R\right)^2 - \left(\frac{L}{2} + e\sin\gamma\right)^2}\right);$$

для размера h_2:

$$\varepsilon_{б_{h_2}} = \frac{Td}{2} + \left(\sqrt{\left(\frac{Td}{2} + \frac{d_{\min}}{2} + R\right)^2 - \left(\frac{L}{2} + e\sin\gamma\right)^2} - \sqrt{\left(\frac{d_{\min}}{2} + R\right)^2 - \left(\frac{L}{2} + e\sin\gamma\right)^2}\right);$$

для размера h_3:

$$\varepsilon_{б_{h_3}} = \sqrt{\left(\frac{Td}{2} + \frac{d_{\min}}{2} + R\right)^2 - \left(\frac{L}{2} + e\sin\gamma\right)^2} - \sqrt{\left(\frac{d_{\min}}{2} + R\right)^2 - \left(\frac{L}{2} + e\sin\gamma\right)^2}.$$

На рис. 3 показаны зависимости погрешности базирования $\varepsilon_{б_{h_1}}$ от точности базовых поверхностей заготовки и угла γ поворота опорных дисков, подтверждающие приоритетное влияние точности баз на погрешность базирования вала в переналаживаемой призме, а также некоторое возрастание этой погрешности с увеличением угла γ особенно в сочетании с невысокой точностью базовых поверхностей.

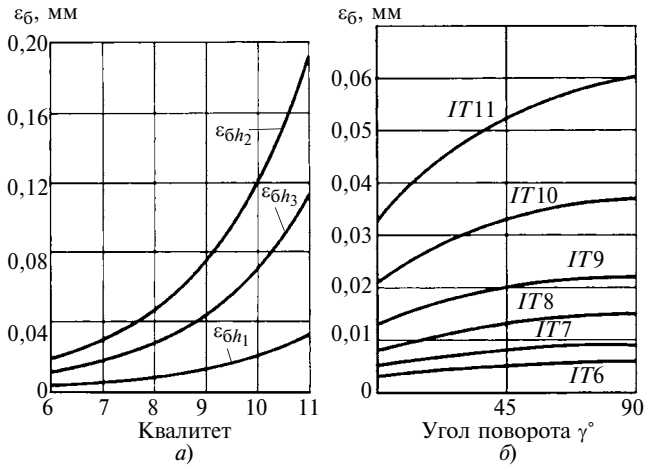
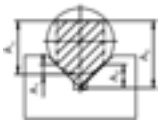
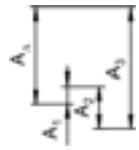
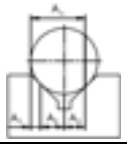
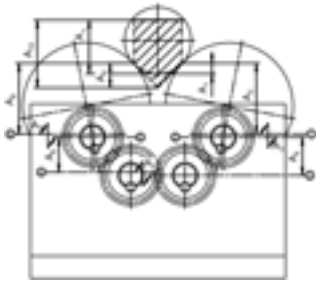
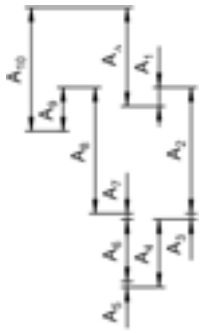
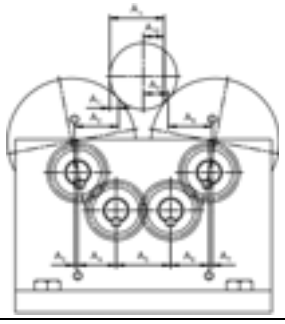
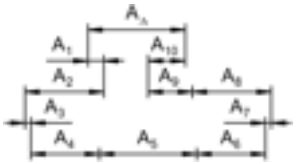
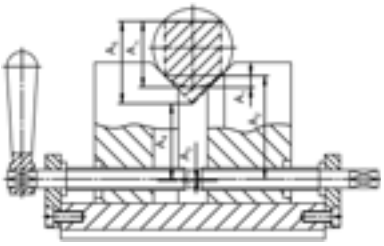
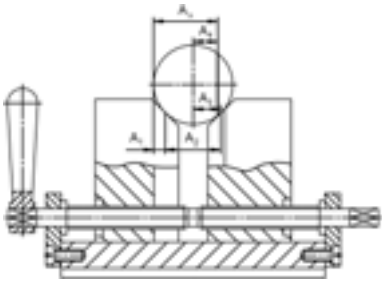
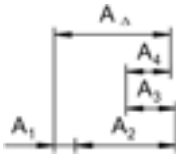


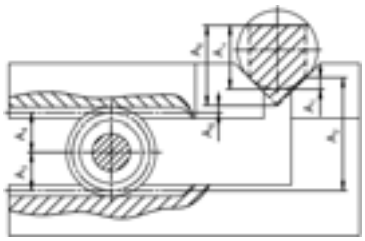
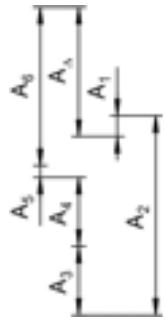
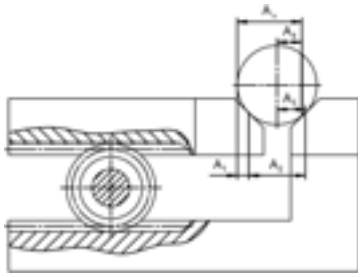
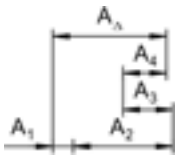
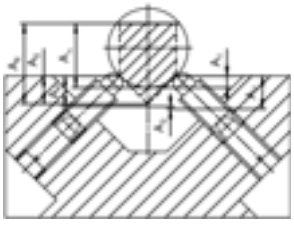
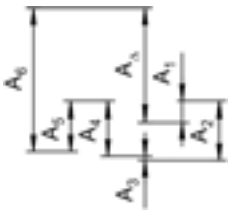
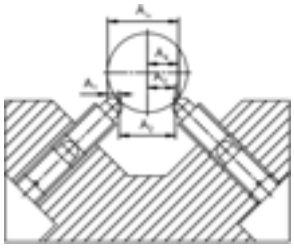
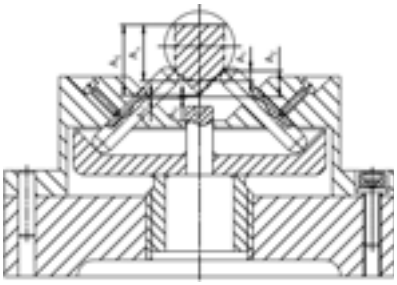
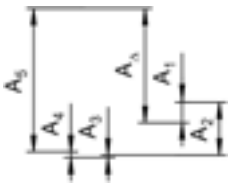
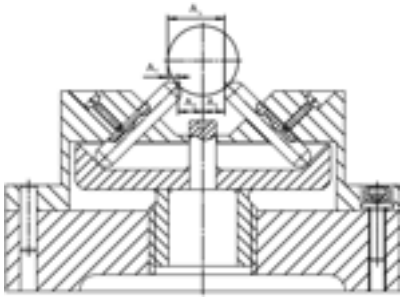
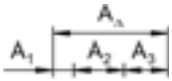
Рис. 3. Зависимости погрешностей базирования от точности базовых поверхностей (*а*) и угла поворота опорных дисков (*б*)

Таблица 1

Погрешности базирования валов в призмах

Вариант	Базирующий модуль	Схема установки вала	Размерная цепь	Погрешность базирования вала, мм, определенная методом	
				максимума-минимума	вероятностным
1	2	3	4	5	6
1	Жесткая опорная призма			0,045	0,028
2				0,045	0,028
3	Переналаживаемая призма			0,213	0,07
4				0,187	0,067
5	Переналаживаемая призма из комплекта СРП			0,119	0,056
6				0,103	0,063

Окончание табл. 1

1	2	3	4	5	6
7	Переналаживаемые специализированные тиски			0,162	0,074
8				0,103	0,063
9	Призма регулируемая			0,231	0,118
10				0,103	0,063
11	Призма регулируемая			0,152	0,088
12				0,09	0,062

Расчеты показали, что при базировании валов диаметром 30÷100 мм с базовыми поверхностями, обработанными с допусками $IT6 \div IT11$, погрешность базирования находится в пределах: для размера h_1 — 0,003÷0,06 мм; для h_2 — 0,019÷0,266 мм; для h_3 — 0,011÷0,156 мм.

Погрешности базирования валов с учетом точности изготовления элементов приспособления, которые обеспечивают переналадку базирующей призмы при переходе к обработке заготовок другого типоразмера, определяют на основе размерного анализа путем построения размерной цепи и расчетов методом максимума-минимума и вероятным методом. Схема формирования размерной цепи базирующей призмы при фрезеровании лыски, параллельной плоскости рабочего стола станка, показана в табл. 1 (вариант 3).

Допуски на звенья размерной цепи приняты в соответствии с рабочими чертежами деталей опытного образца базирующей переналаживаемой призмы, а также с допусками на зубчатые передачи.

Допуск замыкающего звена при расчете методом максимума-минимума определяется по формуле

$$TA_\Delta = \sum_{i=1}^{10} TA_i,$$

где TA_i — допуск i-го звена размерной цепи.

При расчете вероятностным методом допуск замыкающего звена определяется по формуле

$$TA_\Delta = \sqrt{\sum_{i=1}^{10} (K_i^2 TA_i^2)},$$

где K_i — коэффициент относительного рассеяния, характеризующий степень отличия распределения погрешностей i-го звена размерной цепи от закона нормального распределения, для которого $K = 1$.

В первом случае получен допуск $TA_\Delta = 0{,}213$ мм, во втором — $TA_\Delta = 0{,}07$ мм. Применительно к стандартным жестким опорным призмам эти параметры имеют значения 0,045 и 0,028 мм соответственно (см. табл. 1, вариант 1).

Допуск TA_Δ на замыкающее звено при установке вала в призмы, входящие в комплект сборно-разборных приспособлений (СРП), при расчете методом максимума-минимума составляет 0,119 мм, а вероятностным методом — 0,056 мм (см. табл. 1, вариант 5).

Для переналаживаемых тисков, у которых механизм регулирования двух полупризм — зубчато-реечная передача, допуск на замыкающее звено, полученный расчетом размерной цепи методом максимума-минимума составляет 0,162 мм, а вероятностным — 0,074 мм (см. табл. 1, вариант 7).

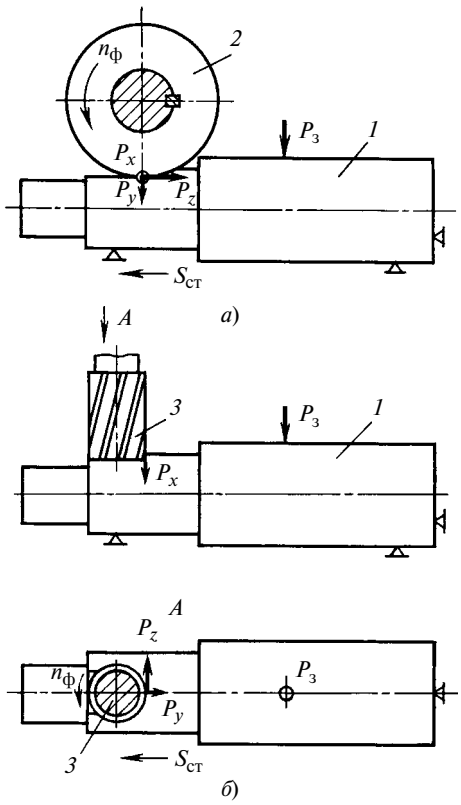


Рис. 4. Схемы сил резания при фрезеровании цилиндрической (*а*) и концевой фрезами (*б*):
1 — ступенчатый вал; *2* — цилиндрическая фреза; *3* — концевая фреза; P_x, P_y, P_z — соответственно осевая, радиальная и тангенциальная составляющие силы резания; $P_з$ — сила закрепления; $n_ф$ — частота вращения фрезы; $S_ст$ — подача стола станка

В табл. 1 также приведены результаты расчетов погрешности базирования валов в призмах различной конструкции при разном положении фрезеруемой поверхности, которые подтвердили, что погрешность базирования валов в предложенной переналаживаемой призме несущественно превышает аналогичный параметр регулируемых призм других конструкций, что позволяет выполнять обработку с приемлемой точностью; при этом диапазон регулирования и степень гибкости приспособления возрастают.

Для определения погрешностей, возникающих вследствие упругих деформаций под действием сил резания, выполнен конечно-элементный анализ переналаживаемой и стандартной жесткой опорной призм при фрезеровании лыски на валу цилиндрической (рис. 4, *а*) и концевой (рис. 4, *б*) фрезами.

Учитывались силы закрепления и силы резания, соответствующие черновому и получистовому фрезерованию. Результаты моделирования методом конечных элементов показали, что при получистовой обработке как цилиндрической, так и концевой фрезой заготовок, установленных на призмах

обоих типов, деформации одинаковы и находятся в диапазоне 0,002÷0,008 мм в зависимости от места обработки лыски (табл. 2).

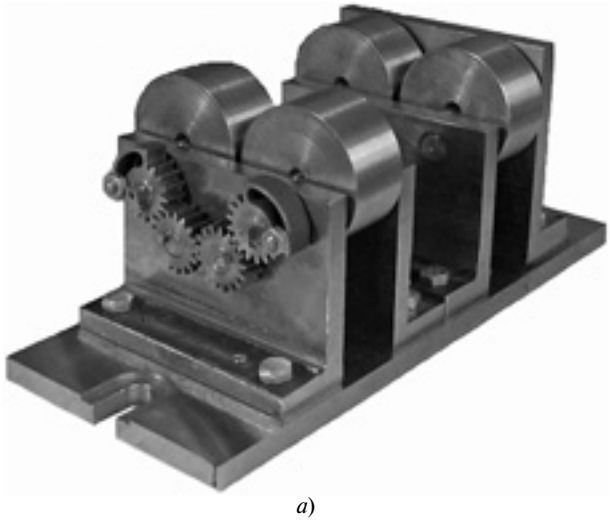
При черновой обработке заготовок цилиндрической фрезой упругие деформации увеличиваются, но не превышают 0,016 мм для жесткой призмы и 0,024 мм для переналаживаемой призмы. При этом для заготовок диаметром 18÷30 мм допуск на размер после чернового фрезерования Td = 0,13 мм, диаметром 30÷50 мм — Td = 0,16 мм, диаметром 50÷80 мм — Td = 0,19 мм.

Таким образом, погрешности, полученные в результате моделирования напряженно-деформированного состояния, значительно меньше допусков на фрезерование соответствующих поверхностей, поэтому предложенная конструкция переналаживаемой призмы полностью удовлетворяет производственным требованиям.

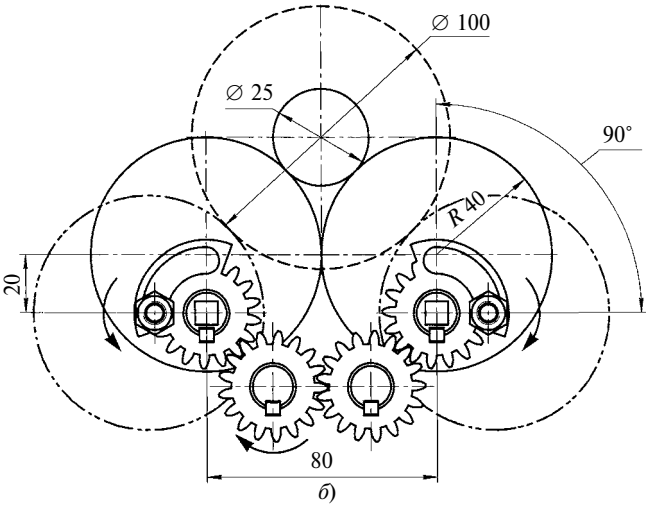
Для подтверждения адекватности аналитических расчетов проведены экспериментальные исследования точности обработки ступенчатого вала, установленного в опытном образце переналаживаемой призмы (рис. 5, *а*).

Фрезерование выполняли на горизонтально- и вертикально-фрезерных станках по тем же схемам обработки, которые рассматривались и при аналитических расчетах.

При получистовом фрезеровании цилиндрической фрезой погрешности обработки во всех случаях не превышали 0,01 мм, а при черновом фрезеровании увеличивались, но не превышали 0,02 мм для жесткой призмы и 0,03 мм для переналаживаемой призмы. Погрешности размеров обработки при фрезеровании лысок концевой фрезой во всех случаях не превышали 0,01 мм.



а)



б)

Рис. 5. Опытный образец переналаживаемой призмы (*а*) и схема механизма регулирования установочных элементов (*б*)

Таблица 2

Упругие перемещения при фрезеровании лыски на валу, мм

Базирующий модуль	Место обработки вала					
	на консоли		над опорой		между двух опор	
	при глубине резания t, мм					
	1	4	1	4	1	4
	Фрезерование цилиндрической фрезой					
Предложенная переналаживаемая призма	0,008	0,024	0,004	0,014	0,006	0,024
Стандартная жесткая опорная призма	0,008	0,016	0,004	0,008	0,006	0,015
	Фрезерование концевой фрезой					
Предложенная переналаживаемая призма	0,004	0,008	0,002	0,005	0,004	0,008
Стандартная жесткая опорная призма	0,004	0,007	0,002	0,005	0,004	0,007

Таким образом, значительное расширение технологических возможностей и повышение гибкости станочных приспособлений с предложенной переналаживаемой призмой не связано с существенным ухудшением их точностных показателей. Выполненные исследования подтверждают целесообразность и эффективность применения призмы данной конструкции в составе УСПП.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Карпусь В. Е., Иванов В. А.** Универсально-сборные переналаживаемые приспособления // Вестник машиностроения. 2008. № 11. С. 46—50.

2. **Корсаков В. С.** Основы конструирования приспособлений. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1983. 277 с.

УДК 621.9.079.001.57

Ю. Г. КАБАЛДИН, академик РИА, д-р техн. наук, С. В. СЕРЫЙ, канд. техн. наук, А. А. УТКИН
(Комсомольский-на-Амуре ГТУ), e-mail: uru.40@mail.ru

Моделирование процессов трения и смазывания при резании на основе квантово-механических расчетов

Выполнено моделирование процессов адгезии и смазывания при резании методом функционала электронной плотности. Рассмотрены механизмы межатомного взаимодействия различных обрабатываемых и инструментальных материалов и составов смазочно-охлаждающих технологических сред.

Ключевые слова: моделирование, адгезия, смазывание, метод функционала электронной плотности.

The modeling of the adhesion and lubrication processes at cutting by the method of electron density functional has been carried out. The mechanisms of inter-atomic interaction of various processed and tool materials and compositions of lubrication-cooling technology environments have been considered.

Keywords: modeling, adhesion, lubrication, the method of electron density functional.

Трение и смазывание при резании имеют большое теоретическое и практическое значение. Трение вызывает изнашивание режущего инструмента с потерей его работоспособности. Согласно современным представлениям определяющим в изнашивании режущего инструмента является адгезионно-усталостное изнашивание [1], которое сопровождается отрывом частиц прежде всего кобальтовой связки, а также зерен карбидной фазы с режущих поверхностей инструмента (рис. 1).

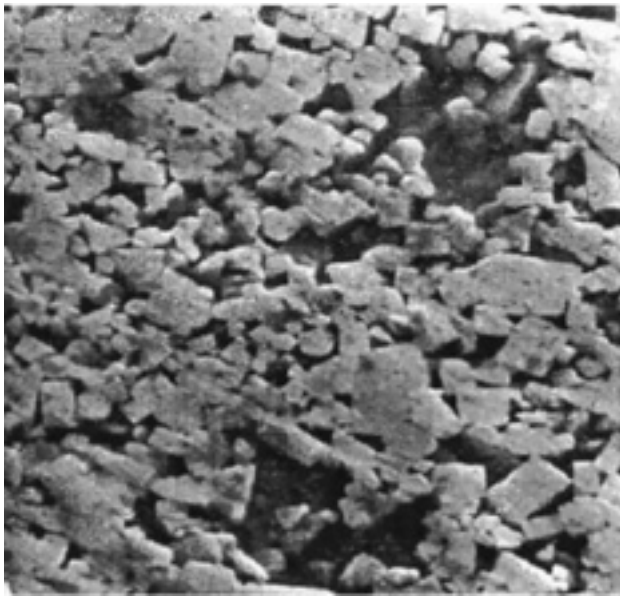


Рис. 1. Микрофотография поверхности изнашивания инструмента из твердого сплава ВК8 при резании

Существуют различные методы экспериментального исследования адгезии обрабатываемого и инструментального материалов. Менее изученный из них — математическое моделирование, которое позволяет прогнозировать процессы адгезии и изнашивания режущего инструмента с целью разработки более износостойкого инструмента, а также механизмы действия смазочного материала. Математическое моделирование основано на методе функционала электронной плотности, положения которого изложены, например, в работах [2, 3].

Некоторые исследователи считают, что адгезия твердых тел обусловлена межатомным взаимодействием (физическим или химическим). При этом узлы (мостики) схватывания образуются в местах "активных" центров (вакансиях, выходах дислокаций на поверхность и др.). Однако дислокации имеют атомную структуру и при их движении в процессе деформирования происходит разрыв межатомных связей, т. е. и в данном случае адгезия твердых тел обусловлена межатомными связями.

Образованию в местах "активных" центров пленок разного физико-химического состава — окислов, хлоридов, сульфидов и др., обладающих низким сопротивлением сдвигу, способствуют компоненты смазочно-охлаждающих и технологических средств (СОТС). Поэтому сдвиг при взаимном перемещении твердых тел в среде СОТС локализуется в пленке. Поверхностно-активные вещества (ПАВ), содержащиеся в маслах, также влияют на коэффициент трения и изнашивание трущихся поверхностей [4].

На основании этого Ф. Боуден и Д. Тейбор развили идею В. Харди о механизме действия жирных кислот при трении, связав его с предварительным окислением металлической поверхности, т. е. взаимодействием жирных кислот с окислами с образованием металлических мыл. Особо следует отметить установленное В. Харди кристаллическое состояние тонких (граничных) слоев с повышенным сопротивлением сдвигу. Этот эффект также изучался А. С. Ахматовым [5], который показал, что решающее влияние на формирование этих слоев оказывает силовое поле металлической решетки, и назвал это кристаллизацией. Осевой модуль упругости таких слоев сравним с модулем Юнга алмаза. Однако физический механизм особого состояния граничных слоев на твердой поверхности им не был раскрыт. В настоящее время с развитием наноструктурой теории [3] становится очевидным,

что формирование граничных слоев толщиной в несколько нанометров связано с наноструктурированием.

Данная работа посвящена моделированию межатомного взаимодействия твердых тел при их взаимном перемещении. Квантово-механические расчеты позволили оценить конкретную "совместимость" различных структурных составляющих инструментальных и обрабатываемых материалов, а также определить энергию адсорбции разных компонентов смазочных материалов. По результатам исследования предложены механизмы межатомного взаимодействия при трении и смазывании.

При моделировании межатомного взаимодействия необходимо учитывать положения и свойства каждого атома, что успешно решается путем квантово-механических расчетов из первых принципов (ab-initio). Задача осложняется тем, что если в традиционных металлических материалах положение атомов в узлах кристаллической решетки определенно, т. е. существует обычная повторяемость или простая трансляция элементарной ячейки, то в сложной пространственной структуре межатомного взаимодействия задавать организацию атомов сложно. Поэтому возникает вопрос: каковы принципы организации межатомных взаимодействий, последовательность расположения атомов в пространственной структуре и ее форма для обеспечения заданных функциональных свойств в граничном слое.

Существуют методы оптимизации пространственной организации атомов при расчете минимума энергии межатомных связей в структуре. Однако в силу необходимости точного определения координат каждого атома, выгодного с точки зрения энергетического состояния, существующие программные продукты оказываются недостаточно эффективными при математическом моделировании структур достаточно большого порядка ($10^2 \div 10^3$ атомов) по принципу ab-initio. Кроме того, в результате развития вычислительной техники и применения параллельных вычислений стало возможным на основе расчета множеств эффективных энергетических состояний (атомарных конфигураций с минимальной энергией) прогнозирование функциональных свойств структур. В связи с этим предлагаются новые подходы к прогнозированию межатомного взаимодействия элементов структур и их дальнейшему эмпирическому обоснованию.

Разработаны эффективные методы моделирования сложных структур на основе теории функционала электронной плотности (ТФП или DTF), согласно которой все электронные свойства системы, включая общую энергию, могут быть обоснованы электронной плотностью атомов (без знания волновых функций).

В программном коде комплекса расчетов ab-initio (FHI96md, FHI98md) теория DTF реализуется на основе метода псевдопотенциала, позволяющего заменить часть базисных функций некоторым эффективным потенциалом. Замена осуществляется автоматически при расчете. Пользователь должен лишь выбрать псевдопотенциал требуемого типа. В работе использованы псевдопотенциалы, предлагаемые в пакете FHI98pseudo по умолчанию.

Задачей авторов было исследовать с помощью принципа ab-initio общую энергию элемента, распределение его электронной плотности и прочностные свойства, проверить эмпирически достоверность расчетов. С этой целью рассчитывали взаимодействие структурных составляющих твердосплавной режущей пластинки из WC—Co (зерна WC в кобальтовой связке) с Al, Ti и Fe.

Теоретические расчеты основаны на теории функционала электронной плотности (DFT) в приближении обобщенного градиента (GGA), совмещенного с методом псевдопотенциала и базиса плоских волн. Для расчетов использовали программный пакет FHI96md, позволяющий оптимизировать атомную конфигурацию системы и определять ее полную энергию. Данный пакет ab-initio — эффективный инструмент для проведения полноэнергетических расчетов многоатомных систем (молекулы, кристаллы, дефекты, поверхности) для широкого класса материалов.

Псевдопотенциалы Al, Co и Fe сконструированы по схеме Труллера — Мартинса; s- и p-компоненты атомов находили по методике Хамана, а d-компоненту — по схеме Труллера — Мартинса. В качестве базиса были выбраны плоские волны, энергия обрезания в расчетах составила 40 ридбергов. В качестве *k*-точки использовалась Г-точка зоны Бриллюэна. Для вычисления обменной и корреляционной энергии использовали градиентное приближение в форме, предложенной Педью и Вэнгом. Псевдопотенциалы, вычисленные с помощью пакета FHI98pp, были испытаны на отсутствие ложных состояний (ghost states) и проверены на способность воспроизведения основных решеточных характеристик объемных материалов (постоянной решетки и модуля упругости). Получены распределения электронной плотности состояний и STM-изображения элементов WC, W, Co, Al, Ti и Fe. На рис. 2 показаны решетчатые схемы для определения энергии межатомных взаимодействий Co с Al и WC с Al.

В табл. 1 представлены результаты расчетов межатомного взаимодействия разных систем. Лучшие результаты достигнуты при расчетах минимума энергии Co и Al, а также Co и Ti. Здесь наблюдается наибольшая сходимость расчетов межатомных взаимодействий. При расчете взаимодействий WC—Al и WC—Ti при переборе возможных пространственных атомарных конфигураций сходимо-

сти не достигнуто. Энергия взаимодействия в системе WC—Co составила 78,84 а. е. (атомных единиц).

В табл. 2 приведены коэффициенты диффузии разных элементов в кобальтовую связку твердого сплава WC—Co. Из табл. 1 и 2 видно, что наибольшие энергию межатомного взаимодействия и коэффициент диффузии имеет Ti. Полученные результаты объясняют большой износ инструмента при обработке титановых сплавов, причем, изнашивается прежде всего кобальтовая связка.

На рис. 3, *а—в* приведены STM-изображения атома Al и результаты моделирования распределения электронной плотности на поверхностях Ti и WC. В табл. 3 приведены плотности (E_0) электронных состояний на уровне Ферми и электронные конфигурации разных элементов. Наибольший уровень Ферми имеет поверхность Ti. Из рис. 3, *б* следует, что наибольший вклад в распределение электронной плотности Ti вносят d-электроны, вклад s- и p-электронов значительно меньше. Аналогичная картина наблюдается и при рассмотрении WC. Согласно исследованиям других авторов общая энергия и уровень Ферми поверхности TiC являются низкими.

Факторами, определяющими межатомное взаимодействие металлов, являются способность легирующего элемента переходить в металлическое состояние при растворении, что определяется коллективной энергией валентных электронов, которая пропорциональна энергии ионизации последнего валентного электрона, а также эффективные диаметры (радиусы) атомов металла и легирующего элемента. Последний определяет так называемый размерный фактор, согласно которому размер катиона легирующего элемента должен быть меньше октаэдрической поры металла-растворителя [6]. Поэтому металлические связи возникают при перекрытии внешних валентных электронных оболочек до совмещения максимумов энергии связи, следовательно, до минимально свободной энергии твердого раствора. Чем больше отличаются их орбитальные радиусы r_a и r_b, тем больше упругие напряжения в решетке растворителя, которые и ограничивают растворение.

Таблица 1

Расчетные значения общей энергии в системах

Система	WC—Al	Co—Al	Co—Fe	Co—Ti	WC—Ti
E, а. е.	—	−31,09	−32,6	−33,85	—

Таблица 2

Коэффициенты диффузии в разных системах

Система	Al—Co	Fe—Co	Ti—Co
Коэффициент диффузии, $см^2/с$	1,3	1,32	1,4

Таблица 3

Плотности электронных состояний на уровне Ферми и электронные конфигурации

Элемент	Co	Al	Fe	Ti	Ni	WC
Электронная конфигурация	$4s^3d^7$	$3s^2p$	$4s^23d^6$	$4s^23d^2$	$4s^23d^8$	—
Плотность на уровни Ферми, эВ	0,25	0,14	0,7	2,0	0,6	0,17

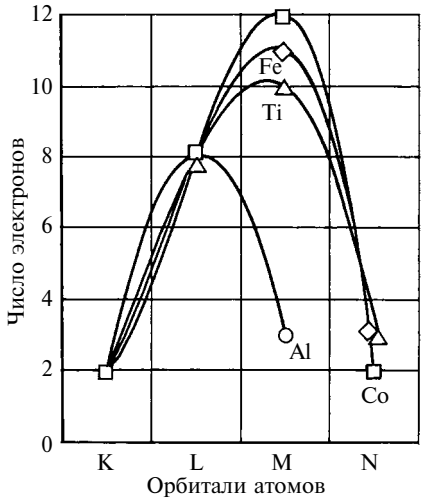


Рис. 4. Зависимости числа электронов в химических элементах от уровней электронных оболочек

На рис. 4 представлены зависимости числа электронов, содержащихся в разных оболочках (K, L, M, N) химических элементов, построенные по справочным данным. Видно, что наибольшее перекрытие внешних электронов достигается между элементами Co, Fe и Ti, т. е. содержащими d-электроны на оболочках M.

Экспериментальные исследования адгезии между инструментальным и обрабатываемым материалами проводили на маятниковом приборе [7], позволяющем осуществлять единичный срез обрабатываемого материала с заготовки в виде пластины. Длина образца (среза) составляла 20 мм, ширина — 2 мм. Обрабатывали образцы из технически чистых металлов Cu, Sn, Ag, Cd и Zn резцами из технически чистого Ti и армко-железа. Резцами из сплава ВК8 (92 % WC и 8 % Co) обрабатывали заготовки из технически чистых металлов Ti, Fe, Al, а также из сталей 45 и 40Х. Геометрия инструмента $\gamma = 10°$, $\alpha = 12°$. Осуществлялось свободное резание. При выходе инструмента из заготовки к его передней поверхности прилипала стружка, сдвиг которой относительно передней поверхности осуществляли на специальном приборе. Отношение силы сдвига к площади контакта стружки с инструментом определяли как удельную силу $P_{уд}$ сцепления (адгезия). В табл. 4 приведены экспериментальные значения удельной силы $P_{уд}$ сцепления стружки с инструментом при обработке чистых металлов резцом из армко-железа (рис. 5). Из табл. 4 видно: чем меньше разница атомных радиусов контактирую-

щих материалов, тем больше $P_{уд}$. При обработке Sn и Ag сцепления стружки с резцом не наблюдалось. Наибольшее значение $P_{уд}$ зафиксировано при резании Cu и Zn. В целом наблюдается соответствие правилам Юм—Розери: для взаимной растворимости (адгезии) необходимо, чтобы разница атомных радиусов металлов не превышала 15 %. При этом валентные d-электроны атомов инструментального материала (см. рис. 5) перекрываются внешними оболочками окружающих их металлических атомов обрабатываемых материалов, что определяет прочность межатомной связи.

Маятниковый прибор позволяет осуществлять единичный срез разных металлов в среде различных СОТС и таким образом оценивать их смазочные свойства. Проникающая способность СОТС была исключена, поскольку смазочный материал наносился на переднюю поверхность режущего инструмента. Охлаждающие свойства СОТС также не проявлялись. Испытывали: веретенное масло; веретенное масло + 5 % хлорэф 40; веретенное масло + 5 % дебензилдисульфида; веретенное масло, продутое кислородом. В табл. 5 приведены коэффициенты смазочного действия указанных СОТС. Использовался резец из сплава ВК8, a = 0,2 мм, b = 2 мм при υ = 15 м/мин.

Наибольший смазочный эффект оказывает веретенное масло, продутое кислородом. Его высокая смазочная эффективность, на взгляд авторов, связана с более низкой адсорбцией кислорода на структурные составляющие твердосплавного инструмента, прежде всего на Co, и образованием окислов. Содержащиеся в масле ПАВ, взаимодействуя с окислами, образуют металлические мыла, что обусловливает высокий смазочный эффект. В связи с этим были проведены квантово-механические расчеты по оценке энергии адсорбции Cl, S и O на кобальте (табл. 6). Наименьшей энергией адсорбции обладает кислород. Благодаря низкому уровню хемосорбционной способности кислород образует окисную пленку, на которую адсорбируются ПАВ с образованием металлических мыл. Веретенное масло оказывает смазочное действие также благодаря присутствию в нем и углеводородных компонентов.

Таблица 4

Значения удельной силы сцепления стружки с инструментом в зависимости от разницы атомных радиусов и числа валентных электронов

Элемент	Cu	Sn	Ag	Cd	Zn
$P_{уд}$, МПа	0,14	—	—	0,08	0,12
Разница атомных радиусов, %	1	20	62	12	2
n, число валентных электронов	11	12	12	11	12

Таблица 5

Смазочная способность СОТС

СОТС	Веретенное масло	Веретенное масло + 5 % хлорэф 40	Веретенное масло + + 5 % дебензилдисульфида	Веретенное масло, продутое кислородом
Коэффициент смазочного действия	1,12	1,32	1,23	1,38

Таблица 6

Элемент	S	Cl	O
Энергия адсорбции, эВ	−1,445	−1,305	−1,058

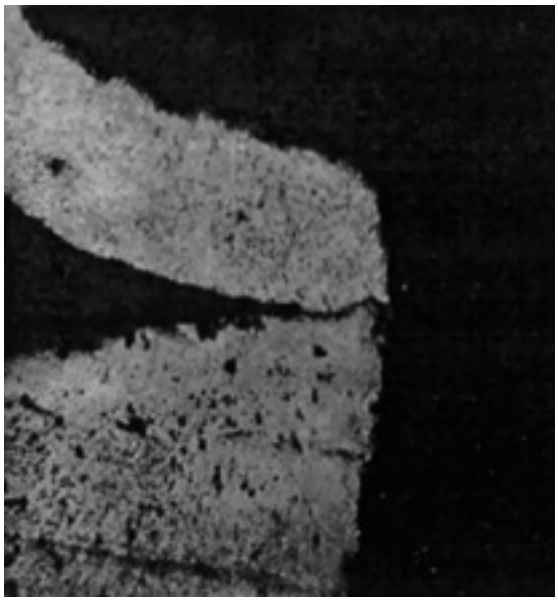


Рис. 5. Микрофотография резца из армко-железа

Исследователи, начиная с В. Харди, отмечали особые свойства граничных слоев — ориентацию молекул перпендикулярно твердой поверхности, т. е. кристаллическое строение. В отличие от этого мнения, авторы объясняют этот эффект особым наноструктурным состоянием граничных слоев.

Рассмотрим механизм электронного взаимодействия атомов O, Cl и S, являющихся активными компонентами СОТС, с металлами с образованием химических соединений. Валентные электроны 2s- и 2p-оболочек атомов реагентов перекрываются с внешними оболочками окружающих их металлических атомов, образуя металлические связи [6]. В решетке металла неметаллические элементы переходят в металлическое состояние, коллективизируются и оказывают влияние не только на металлическую связь, но и на проводимость металла. При этом атомы реагентов превращаются в катионы (например, O^{4+}, Cl^{5+}, S^{4+} и др.), повышая электронную концентрацию. Поэтому основным условием взаимодействия реагентов с металлами является перекрытие их внешних валентных 2s- и 2p-оболочек внешними d- и s-оболочками металлов. Если орбитальные радиусы реагентов близки к

Таблица 7

Размеры октаэдрических и тетраэдрических междоузлий, анионов и катионов различных химических элементов

Элемент	O	Cl	S	C	Cu	Ni	Fe	Ti
Валентность	6	7	6	4	11	16	8	4
Радиус аниона	1,36	1,81	1,34	1,52	—	—	—	—
Радиус катиона	0,30	0,34	0,32	0,55	0,80	0,63	0,64	0,69
Октаэдрическая пустота	—	—	—	—	0,53	0,53	1,25	—
Тетраэдрическая пустота	—	—	—	—	0,28	0,28	0,37	—
Металлический радиус	—	—	—	—	1,28	1,24	1,27	1,45

радиусам междоузлий (пустот), то степень их взаимодействия будет высокой. Прочность связи реагентов с металлами будет определяться числом коллективных валентных электронов, а донорская способность металлов — радиусом междоузлий. Для металлов с ОЦК-решеткой размеры октаэдрических пустот составляли $\approx 1{,}54 \cdot 0{,}6392 r_м$, с ГЦК-решеткой — $\approx 0{,}412 r_м$; а тетраэдрических пустот соответственно $\approx 0{,}29 r_м$ и $\approx 0{,}225 r_м$. В табл. 7 приведены размеры октаэдрических и тетраэдрических пустот, а также размеры катионов и анионов элементов.

Известно, что атомы реагентов могут занимать только относительно малые октаэдрические пустоты в решетке металла, которые допускают значительные упругие искажения. Это обусловливает не только объемную, но и тетрагональную деформацию кристаллической решетки. В результате реагенты O, Cl, S в металлах (W, Fe, Ni и др.) с ОЦК-решеткой в отличие от металлов с ГЦК-решеткой одинаково эффективно закрепляют как краевые, так и винтовые дислокации [6], способствуя повышению твердости и снижению пластичности. С увеличением элементов внедрения в твердом растворе электронная концентрация возрастает до критического значения, при котором энергетически выгодным становится захват электронов неметаллическими атомами, что приводит к выделению химических соединений — пленок различной валентности.

Атомные радиусы O и Cl значительно превышают радиусы пустот в решетке металлов, что исключает их растворение в виде атомов; они могут растворяться только в виде катионов (O^{4+}, Cl^{5+} и т. д.). Не могут занимать пустоты и анионы (Cl^{-}, O^{2-} и т. д.). Среди металлических элементов наименьшие размеры имеют катионы кислорода. Размеры катионов металлов существенно больше размеров катионов неметаллических элементов. Это объясняет высокую адсорбционную способность кислорода по сравнению с другими реагентами, а также целесообразность и необходимость применения кислородсодержащих СОТС при резании. Большие размеры катионов неметаллов (углерода) могут вызывать упругие искажения кристаллической решетки металла, что будет приводить к закреплению дислокаций. Поэтому процесс адсорбции таких реагентов как O, Cl, S в результате электронного обмена может сопровождаться как образованием химических соединений, так и изменением динамики дислокации.

Склонность металлов к адгезии, их донорская способность определяются электронным строением и размерами октаэдрических пустот. Поэтому адсорбция компонентов СОТС в местах "активных" центров, роль которых выполняют ядра дислокаций и электроны атомов с высокой энергией, препятствует ее развитию. При резании "активными" центрами являются прежде всего движущиеся дислокации в полосах скольжения деформированных материалов. Оценка радиуса дислокационной трубки ($r_d \approx 0{,}5b$, где b — вектор Бюргерса) в металлах и карбидах показывает, что размеры дислокационной трубки в металлах меньше, чем октаэдрические пустоты. Поэтому "увлечение" дислокациями атомов (ионов) кислорода и других реагентов будет сопровождаться ростом упругих напряжений и их торможением, что вызывает увеличение внутренних напряжений в решетке и раскалывание зерен карбидной фазы (см. рис. 1) твердых сплавов при резании.

Адсорбция атомов внешней среды наряду с электронным обменом с твердым телом сопровождается также увеличением работы φ выхода электрона и изменением плотности E_0 электронных состояний на уровне Ферми, по которым можно прогнозировать эффективность компонентов СОТС для их расчета при моделировании.

В табл. 8 приведены плотность E_0 электронных состояний на уровне Ферми, вектор b Бюргерса, характеризующий подвижность дислокаций, а также э.д.у. чистых металлов и тугоплавких соединений. И в карбидных соединениях, и в металлах с повышением плотности электронных состояний на уровне Ферми увеличиваются либо э.д.у, либо вектор Бюргерса. В работе [9] установлена связь плотности $N(E_0)$ электронных состояний с э.д.у. для широкого круга металлов. Такая связь объясняется

Таблица 8

Электронные и кристаллические свойства тугоплавких соединений и металлов

Тугоплавкое соединение, металл	Электронная плотность $N(E_0)$	Вектор Бюргерса b, нм	э.д.у., МДж/м^2
WC	0,17	0,291	—
TiC	0,22	0,306	—
TaC	0,366	0,311	—
ZrC	0,47	0,333	—
Fe	—	0,248	140
Ni	—	0,249	130
Co	—	0,247	100

прежде всего участием d-электронов в формировании плотности E_0 поверхности на уровне Ферми. Поэтому моделирование электронных и атомных характеристик трущихся пар позволяет с единых позиций рассматривать процессы трения и изнашивания инструментальных материалов при резании в среде различных СОТС. Эффективные составы СОТС можно подбирать на основании расчетов, учитывая физико-химические свойства обрабатываемого и инструментального материалов, их атомные радиусы, э.д.у. решетки, электронную структуру, тип химической связи, заполненность d-полос и т. д., а также условия резания (температуру, скорость и т. д.), основываясь на донорно-акцепторных связях.

Следовательно, упругопластическая деформация контактирующих поверхностей при трении инициирует рост плотности дислокаций и их выход на поверхность в полосах скольжения, что сопровождается разрывом межатомных связей и образованием ненасыщенных валентностей. В результате коллективизации электронов при их перекрытии формируются прочные адгезионные связи между обрабатываемым и инструментальным материалами. Адгезия может быть прекращена в результате их электронного обмена с атомами и диссоциированными атомами внешней среды с формированием пленок разного физико-химического происхождения и прочностью химической связи в решетке. Для этого компоненты СОТС должны быть реакционнее атомов обрабатываемого материала, т. е. иметь небольшие размеры катионов.

Кислород воздуха, имея электронную структуру s^2p^4, малый размер катионов (см. табл. 7) и большой заряд (4^+) может формировать окислы разной валентности, особенно при взаимодействии с железом, либо принимать активное участие в окислении компонентов СОТС, в частности углеводородов, способствуя образованию перекисных радикалов, инициирующих цепные реакции с образованием полимеров трения [8].

В тугоплавких соединениях WC и др., входящих в состав твердых сплавов и быстрорежущих сталей, подвижность дислокаций ограничена прочностью связей Me—C. Поэтому при низких скоростях резания внешняя среда способствует образованию пленок, прежде всего, на прирезцовых слоях стружки.

Энергетическая неоднородность контактирующих поверхностей вследствие разной плотности дислокаций при трении обусловливает присутствие кислорода в атомной и диссоциированной форме, поэтому возможны разные виды взаимодействия (химическое, физическое) между компонентами СОТС в зоне контакта инструмента со стружкой. Кроме того, кислород воздуха, выполняя роль акцептора, повышает скорость адсорбции других компонентов СОТС, так как на контактные поверхности хемосорбирует смесь газов (продукты термического разложения СОТС) в этой зоне [8].

Таблица 9

Энергия связи кислорода с различными элементами

Элементы	V	Fe	Co	Ni	Cu
$\Delta Q_к$, ккал/моль	62,8	58,1÷62,9	58,6÷61,8	56,1÷58,7	59,0÷66,1
$r_м$, нм · 10^{-1}	1,36	1,27	1,26	1,24	1,28

В табл. 9 приведены атомные радиусы некоторых металлов и энергия $\Delta Q_к$ связи кислорода при его адсорбции на поверхность металлов. Видно, что чем больше атомный радиус металла (V, Cu), тем больше энергия связи кислорода с поверхностью, что обусловлено, прежде всего, величиной их октаэдрических пустот. Чем меньше атомный радиус металла, тем меньше и размер пустот, т. е. донорская способность. Таким образом, размерный фактор характеризует реакционную способность реагентов и в целом смазочную способность СОТС для конкретного материала. Прочность межатомной связи также определяется перекрытием валентных электронов.

Металлы, имеющие высокие заряды ионов и большие атомные радиусы образуют с реагентами окислы разной валентности; металлы, имеющие небольшие атомные радиусы и радиусы междоузлий, обладают пониженной растворимостью в них O, Cl, S и др. Поэтому вышеуказанные факторы, а также размеры катионов реагентов, в конечном счете, будут определять величину и прочность ковалентной связи в решетке химического соединения [6].

Таким образом, между донорской способностью металлов, их каталитическими и хемосорбционными свойствами и смазочным действием СОТС может существовать корреляционная связь. Поэтому методы физико-химического анализа можно использовать в качестве экспресс-методов оценки смазочной способности СОТС.

Моделирование межатомного взаимодействия, определяющего механизмы трения и смазывания при резании, позволяет управлять работоспособностью режущего инструмента благодаря оптимальному подбору составов инструментального материала и СОТС.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кабалдин Ю. Г.** Разрушение режущей части инструмента под воздействием адгезионных явлений // Станки и инструмент. 1981. № 2. С. 23—25.

2. **Кабалдин Ю. Г., Серый С. В.** Оптимизация составов и функциональных свойств наноструктурных покрытий для режущего инструмента методом функционала электронной плотности // Вестник машиностроения. 2011. № 5. С. 32—36.

УДК 669.295

П. С. ГОРДИЕНКО, д-р техн. наук, И. Г. ЖЕВТУН (Институт химии ДВО РАН, г. Владивосток), В. А. ДОСТОВАЛОВ, д-р техн. наук (Дальневосточный Федеральный Университет, г. Владивосток), В. Г. КУРЯВЫЙ, канд. хим. наук (Институт химии ДВО РАН), Н. Н. БАРИНОВ, канд. геол.-мин. наук (Дальневосточный геологический институт, г. Владивосток), e-mail: jevtun_ivan@mail.ru

Состав и структура углеродосодержащих локальных участков, формируемых на титановых сплавах в электролитах

Определены фазовый и химический составы, а также структура локальных участков титановых сплавов, полученных путем катодной поляризации в электролите и содержащих карбид титана.

Ключевые слова: титановый сплав, карбид титана, композиты, электролиз.

In the paper the phase and chemical compositions and also the structure of local areas of titanium alloys, obtained by means of cathode polarization in the electrolyte and containing the titanium carbide, have been determined

Keywords: titanium alloy, titanium carbide, composites, electrolysis.

Титан и его сплавы имеют низкие антифрикционные свойства [1, 2], обусловленные активностью данного металла. Применение титана в узлах трения связано с поверхностно-упрочняющей обработкой. В настоящее время существуют и разрабатываются новые методы защиты титановых сплавов и материалов, работающих в паре с ними, от коррозионно-механического воздействия [3—5].

В работах [5, 6] показано, что при дуговом разряде в водном электролите с угольным анодом на поверхности титанового катода формируется участок, содержащий карбид титана. Твердые включения противостоят абразивному изнашиванию, мягкая титановая матрица является пластичной связкой, способствующей релаксации напряжений. Композиционные материалы на основе Ti—TiC целесообразно использовать там, где требуется небольшая удельная масса материала и высокие абразивная и коррозионная стойкости.

Образцы из титановых сплавов ВТ1-0 и ВТ3-1, выполняющие функции катода, погружали в дистиллированную воду (электролит). Электродами служили спектрально-чистые угли С-3 (∅6 × 200 мм) (ТУ 16-538.240—74). Зазор между электродами составлял не более одного миллиметра. В качестве источника тока использовали сварочную установку TIG160s (160 А). Время формирования карбидной фазы на локальных участках составляло несколько секунд при силе тока 100 А.

Поверхность исследовали с помощью сканирующего электронного микроскопа Hitachi S5500 высокого разрешения с приставкой Thermo Scientific для энергодисперсионного анализа, а также сканирующего электронного микроскопа EVO-50XVP с рентгеновским спектрометром INCA Energy. Рентгенофазовый анализ (РФА) проводили на рентгеновском дифрактометре D8 ADVANCE (CuKα-излучение). Микротвердость определяли на приборе МНТ-10 Microhardness tester с нагрузкой в 150 г. При шлифовании снималось не более 0,3 мм.

Структура формируемых участков после шлифования представлена на рис. 1. Элементный анализ (таблица) показал, что на поверхности данных участков после шлифования соотношение титана и углерода в среднем составляет 2:1. Это указывает на то, что получаемый карбид титана является нестехиометрическим и

Химические составы локальных участков, мас. %

До шлифования			После шлифования		
Ti	C	O	Ti	C	O
59,08	16,06	24,31	87,79	12,21	—
58,09	13,41	27,55	88,27	11,73	—
68,75	17,85	13,40	87,67	12,33	—
53,02	2,26	44,11	88,69	11,31	—
49,93	10,28	39,79	88,24	11,76	—

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 46)

3. **Кабалдин Ю. Г.** Синергетика. Информационные модели самосборки наносистем и наноструктурирование материалов при внешнем механическом воздействии. Комсомольск на/А: КнАГТУ, 2007. 185 с.

4. **Боуден Ф., Тейбор Д.** Трение и смазка. М.: Машгиз, 1960. 152 с.

5. **Ахматов А. С.** Молекулярная физика граничного трения. М.: Физметгиз, 1963. 482 с.

6. **Григорович В. К.** Металлическая связь и структура. М.: Наука. 296 с.

7. **Бакли Д.** Поверхностные явления при адгезии и фрикционном контакте. М.: Машиностроение, 1986. 360 с.

8. **Кабалдин Ю. Г., Трембач Е. Н.** Исследование смазочного действия СОЖ при прерывистом резании // Вопросы теории действия СОТС в процессах обработки резанием. Т. 1. Горький: 1975. С. 93—99.

9. **Панин В. Е., Фадин В. П.** О связи энергии дефекта упаковки с электронной структурой металлов и сплавов // Изв. вузов. Физика. 1969. № 9. С. 119—126.

имеет различную дефектность по углероду.

РФА показал, что на шлифованных участках титанового сплава идентифицируются фазы титана и карбида титана. Однако в программе поиска EVA с банком данных PDF-2, которая используется для РФА, представлены данные по стехиометрическому карбиду титана, т. е. по линиям спектра, соответствующим на рентгенограмме карбиду титана, может идентифицироваться лишь стехиометрический состав TiC (Ti:C = 1:1). Отклонение состава TiC от стехиометрического может составлять несколько сотых долей. Таким образом, сопоставляя данные по РФА и элементному составу, можно сделать вывод, что формируемые участки не состоят целиком из карбида титана, как предполагалось ранее, а имеют некий каркас из титана с кристаллами карбида титана.

Данное предположение было проверено. Как известно [7], смесь кислот $HF + 4HNO_3$ для карбида титана является агрессивной при любых температурах. Титан же и его сплавы отличаются высокой стойкостью к этому составу. Таким образом, если локальный участок обработать данной смесью, то карбид титана должен вытравиться быстрее титана, что покажет распределение карбида титана и титана на данном участке.

После травления шлифованного участка в течение 5÷10 с поверхность образцов исследовали на рентгеновском спектрометре (рис. 2). Отчетливо просматривалась пористая структура, состоящая из титана. Карбид титана, ранее идентифицированный на поверхности, вытравился. Дальнейшее травление не приводит к заметному изменению структуры, если не считать продолжительного травления (несколько минут). Следовательно, на месте образовавшихся пор до травления находились кристаллы карбида титана.

О площади, занимаемой кристаллами карбида титана до травления, можно судить по площади, занимаемой порами. Микрофотография показала, что площадь, занимаемая титаном, больше площади, занимаемой порами, Ti:C = 2:1.

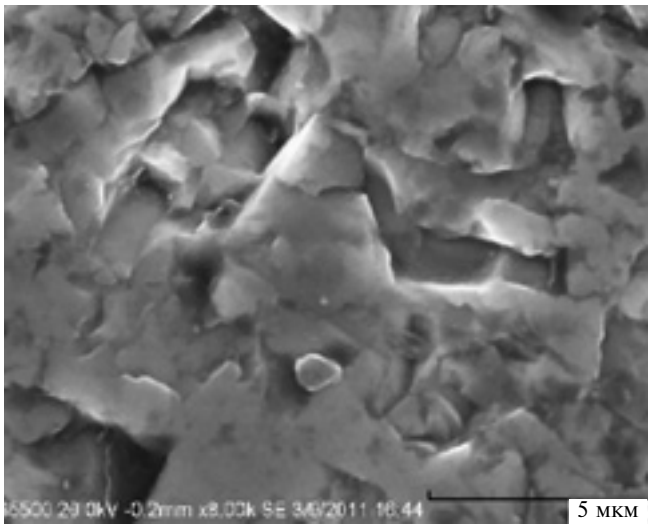
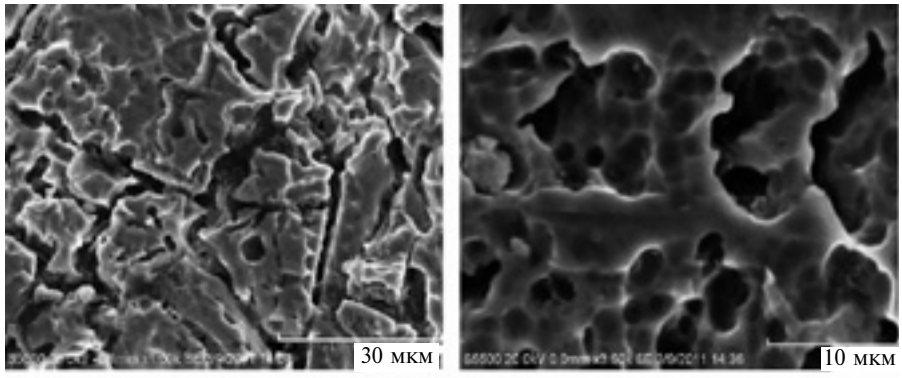


Рис. 1. Структура локального участка после шлифования, формируемого дуговым разрядом в электролите



а) *б*)

Рис. 2. Структура локального участка после травления

Таким образом, в зоне дугового разряда в электролите при использовании угольного анода на поверхности титанового сплава формируется не локальный участок карбида титана, а участок с расплавом титана, в котором в момент плазменного воздействия стремительно растут кристаллы карбида титана. При быстром остывании расплав, содержащий кристаллы TiC, "фиксируется", в результате в этой зоне формируется титановый скелет с твердыми включениями карбида титана, размеры которых составляют от десятков до нескольких микрометров.

Увеличить размеры (или число) данных включений, очевидно, можно увеличением содержания углерода в расплаве и продолжительности энергетического воздействия.

Полученная и исследованная структура локального участка характерна для титановых сплавов, подвергнутых воздействию с ограничением времени горения дуги. Если время горения дуги не контролировать и продолжать процесс до самопроизвольного затухания, которое происходит из-за увеличения межэлектродного расстояния вследствие эрозии угольного анода, то поверхность образца оплавится, однако размеры (или число) кристаллов

карбида титана будут максимальными.

При плавлении в случае неконтролируемого по времени разряда титановый образец приобретает сферическую форму в виде капли. По шлифу, полученному из такой капли, выявлены структуры (рис. 3). Фазы, идентифицируемые РФА на поверхности — Ti и TiC. В темной области содержание углерода максимально (до 50 %), светлая область указывает на содержание титана. В образовавшейся "капле" на некоторой глубине находится область с максимальным содержанием углерода. При визуальном наблюдении она отличается ярким металлическим блеском. Кроме того, в центре имеется микротрещина, появление которой можно объяснить двумя факторами: стремительным перепадом температур и давлений в области энергетического воздействия и перенасыщением углеродом, приводящим к связыванию в данной области всего титана и дальнейшему поступлению в этой области углерода в свободном виде. Это подтверждает элементный анализ: в микротрещине идентифицируется только углерод и в непосредственной близости от нее содержание углерода максимально.

По мере удаления от этой области изменяются цвет и распределение углерода, а также соотношение титана и углерода. Области, близкие к эпицентру, от темно-серого цвета до черного, дальше цвет меняется от серого до бледно-серого. Темные области имеют глобулярную структуру, светлые — дендритную (фрактальную). Содержание углерода при удалении от центра уменьшается, в периферийных участках оно достигает 20 %.

Стехиометрическое соотношение Ti:C = 1:1 достигается лишь в небольшой области, непосредственно прилегающей к микротрещине. Далее состав постепенно становится более дефектным по углероду.

Микрофотографии подтверждают представление о титановом расплаве с карбидными включениями, которые имеют состав как стехиометрический, так и с различной дефектностью по углероду.

Предположение о титановом каркасе с карбидными включениями подтверждают и данные по микротвердости полученных локальных участков. Микротвердость шлифованных участков варьируется от 10 до 30 ГПа. Можно предположить, что верхние значения микротвердости соответствуют попаданию алмазной пирамиды Виккерса на кристалл карбида титана, а нижние или промежуточные значения — ее попаданию на периферийную зону кристаллов или титановую связку.

Структуры, формируемые на катодно-поляризованных титановых сплавах в электролите, имеют определенное сходство со структурой многих композитов, в частности твердых сплавов, т. е. наличие твердых включений в пластичной матрице (карбид титана в титане), размеры которых достигают нескольких микрометров.

Таким образом, обработка рабочих поверхностей деталей из титановых сплавов небольших размеров плазмой дугового разряда повышает их износостойкость и стойкость к агрессивным средам [5].

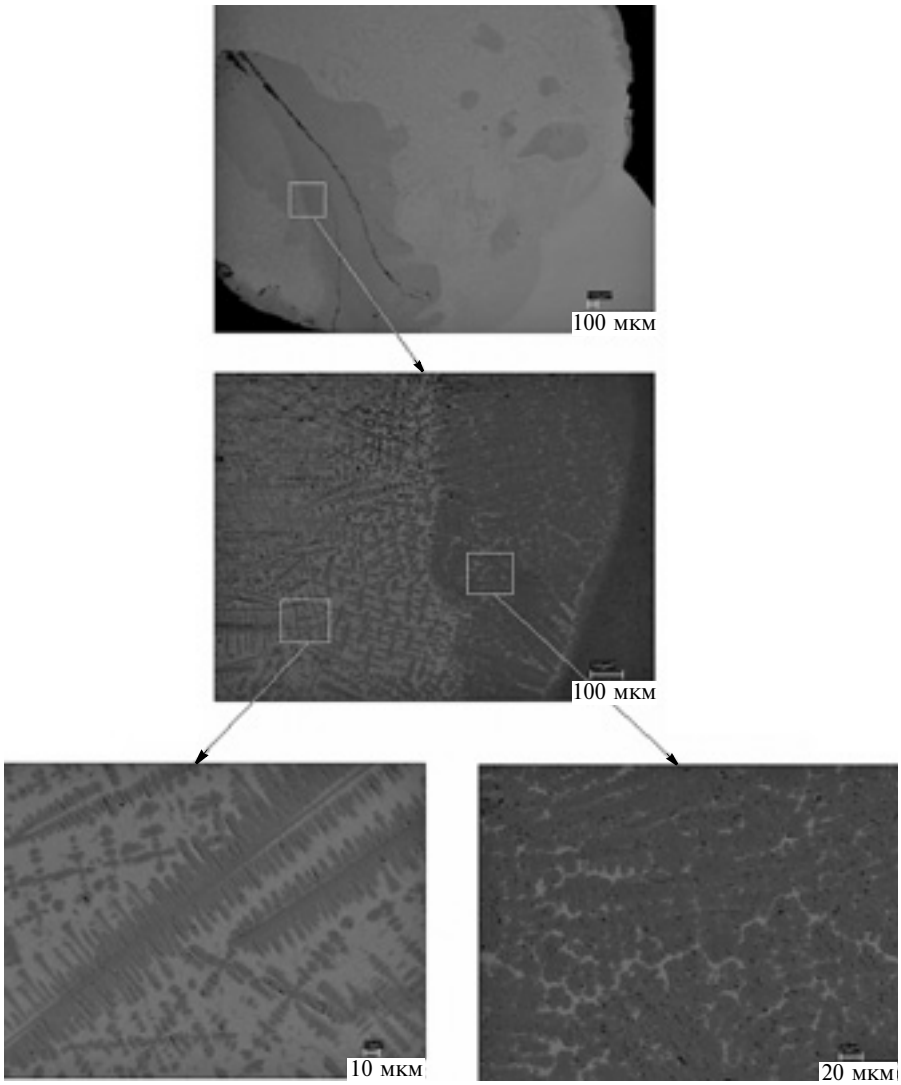


Рис. 3. Структура расплавленного участка, полученного при неконтролируемом по времени разряде

УДК 621.825:621.318

А. Я. КРАСИЛЬНИКОВ, д-р техн. наук (УрФУ им. Б. Н. Ельцина, г. Екатеринбург); А. А. КРАСИЛЬНИКОВ (ОАО "СвердНИИхиммаш", г. Екатеринбург), e-mail: krasilnikov1951@yandex.ru

Зависимость эксплуатационных показателей цилиндрической магнитной муфты от марки высококоэрцитивного постоянного магнита

Рассмотрено влияние высококоэрцитивных постоянных магнитов на такие показатели цилиндрической магнитной муфты, как угол рассогласования полумуфт, потери мощности в токопроводящем экране, температура экрана и расход охлаждающей жидкости при сохранении передаваемого крутящего момента.

Ключевые слова: магнитная муфта, высококоэрцитивные постоянные магниты, угол рассогласования, потери мощности, расход, крутящий момент.

The influence of high-coercive permanent magnets on such parameters of cylindrical magnetic coupling, as the half-coupling misalignment angle, power loss in the conductive screen, screen's temperature and the coolant flow rate at keeping the transmitted torque is considered.

Keywords: magnetic coupling, high-coercive permanent magnets, permanent magnets, misalignment angle, power loss, expense, torque.

Герметичные машины и аппараты (насосы, пылесосы, газодувки, перемешивающие устройства и т. д.) широко применяются в различных отраслях промышленности. В их конструкцию входят магнитные муфты с высококоэрцитивными постоянными магнитами, которые состоят из оксидно-бариевого магнита, или сплавов редкоземельных химических элементов самарий—кобальт (Sm—Co), или неодим—железо—бор (Nd—Fe—B). При изготовлении магнитных муфт нередко приходится в муфтах одинаковой конструкции применять магниты разных марок при условии сохранения передающего крутящего момента. Исследуем влияние марки магнита, используемого в муфтах, на основные ее эксплуатационные показатели: угол рассогласования полумуфт, потери мощности в токопроводящем экране, температуру экрана, расход охлаждающей жидкости.

Рассмотрим конструкцию самовсасывающего вихревого герметичного насоса В2-5/30 (напор 30 м, подача 5 м^3/ч) производства ОАО "СвердНИИхиммаш" (г. Екатеринбург) и ОАО "НЗХК" (г. Новосибирск) [1, 2], применяемый в радиохимическом производстве (рис. 1). Электродвигатель *1* смонтирован на стойке *2*, установленной на корпусе *7*. На валу электродвигателя закрепле-

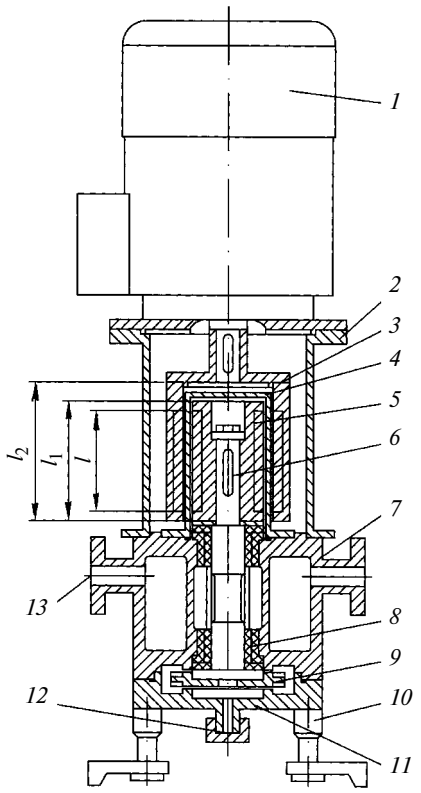


Рис. 1. Насос В2-5/30:
1 — электродвигатель; *2* — стойка; *3* и *5* — ведущая и ведомая полумуфты; *4* — экран; *6* — вал; *7* — корпус; *8* — подшипник; *9* — рабочее колесо; *10* — опора; *11* — крышка; *12* — сливной патрубок; *13* — всасывающий патрубок; *l* — активная длина магнита; l_1 и l_2 — длины внутренней и наружной полумуфт

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 52)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Горынин И. В., Чечулин Б. Б.** Титан в машиностроении. М.: Машиностроение, 1990. 400 с.

2. **Цвиккер У.** Титан и его сплавы: Пер. с нем. М.: Металлургия, 1979. 512 с.

3. **Титановые** сплавы для морской техники / И. В. Горынин, С. С. Ушков, А. Н. Хатунцев, Н. И. Лошакова. СПб.: Политехника, 2007. 387 с.

4. **Гордиенко П. С., Гнеденков С. В.** Микродуговое оксидирование титана и его сплавов. Владивосток: Дальнаука, 1997. 185 с.

5. **Формирование** карбидных фаз на катодно-поляризованной поверхности титана / П. С. Гордиенко, В. А. Достовалов, И. Г. Жевтун и др. // Коррозия: материалы, защита. 2009. № 7. С 1—5.

6. **Гордиенко П. С., Жевтун И. Г., Достовалов В. А.** Термодинамическая оценка процесса образования карбида титана на титановых сплавах в электролитах // Межд. науч.-техн. конф. "Современное материаловедение и нанотехнологии". Т. 1. Комсомольск н/А. 2010. С. 483—488.

7. **Стормс Э. К.** Тугоплавкие карбиды / Перевод с англ. М.: Атомиздат, 1970. 304 с.

на ведущая цилиндрическая магнитная полумуфта *3*. Ведомая цилиндрическая полумуфта *5* установлена на валу *6*, вращающемся в подшипниках *8* и закрыта экраном *4*. Подшипники из силицированного графита смазываются перекачиваемой жидкостью. Рабочее колесо *9* вращается в канале, образованном корпусом и крышкой *11*. Пространство внутри корпуса разделено вертикальной перегородкой на две полости — всасывающую и напорную, которые соединены отверстиями с рабочим каналом и имеют всасывающий и напорный патрубки.

Электродвигатель через цилиндрическую магнитную муфту вращает вал с рабочим колесом. Жидкость, поступающая из всасывающего трубопровода, перемещается лопатками рабочего колеса по каналу и выталкивается в напорный трубопровод. При остановке насоса в корпусе остается определенный объем жидкости, необходимый для работы насоса в режиме самовсасывания. Перед первым пуском в насос наливают 1,5÷2,0 л жидкости.

Крутящий момент цилиндрической магнитной муфты с оксидно-бариевыми магнитами (16БА190) $M_{\max} = 15{,}3$ Н · м, число полюсов $N = 8$, наружный диаметр по магнитам внутренней полумуфты $D_i = 0{,}08$ м, активная длина магнита $l = 0{,}12$ м, зазор между полумуфтами по магнитам $\delta = 0{,}004$ м, рабочий воздушный зазор $\delta_р = 0{,}003$ м [3].

В качестве электродвигателя используется асинхронный двигатель 4А100S4У3 (или АНР100S4У3); ниже приведена его техническая характеристика.

Синхронная частота вращения n, $с^{-1}$	25
Номинальная мощность $P_{2н}$, Вт	3000
Отношение максимального момента электродвигателя к номинальному моменту $m_к = M_{э.max}/M_н$	2,4
Номинальное скольжение $S_н$, %	4,4
Момент инерции ротора электродвигателя $I_{д.р}$, кг · $м^2$	0,0087
Номинальная частота вращения электродвигателя $n_н = n(1 - S_н)$, $с^{-1}$	23,9
Номинальный момент электродвигателя $M_н = 0{,}159P_{2н}/n_н$, Н · м	19,96
Максимальный момент электродвигателя $M_{э.max} = m_к M_н$, Н · м	47,9

Насос В2-5/30 используется на предприятиях радиохимических производств. Диапазон температур перекачиваемых растворов 10÷200 °С. Марка используемых постоянных магнитов муфты зависит от температуры перекачиваемой жидкости. Температура термостабилизации оксидно-бариевых магнитов 16БА190 составляет 300 °С. Превышение данной температуры приводит к полной потере магнитных свойств [3]. Температура термостабилизации магнитов Ч36Р из сплава редкоземельных химических элементов Nd—Fe—B составляет 120 °С, для магнита из сплава Sm—Co (магнит КС-37) — 160 °С, из Sm—Co (магнит КС-25ДЦ) — 200 °С. С увеличением температуры перекачиваемой жидкости намагниченность постоянных магнитов падает, соответственно, уменьшается крутящий момент магнитной муфты. Крутящий момент муфты при рабочей температуре определяется выражением

$$M_t = M_{\max}\frac{(1 - \alpha t_р)^2}{(1 - \alpha t_{нор})^2}, \qquad (1)$$

где M_t, $M_{\max}$ — крутящие моменты соответственно при рабочей и нормальной температурах; $t_р$, $t_{нор} = 20$ °С — соответственно рабочая и нормальная температуры; α — температурный коэффициент намагниченности (магнитной индукции), $°С^{-1}$.

Значения температурного коэффициента α магнитных муфт: с магнитами 16БА190 составляет 0,002 $°С^{-1}$; с магнитами Ч36Р (класс магнита В) — 0,0008 $°С^{-1}$; с магнитами КС-37 составляет 0,0005 $°С^{-1}$; с магнитами КС-25ДЦ — 0,0004 $°С^{-1}$.

В табл. 1 приведены значения отношения моментов $M_t/M_{\max}$ при разной рабочей температуре.

При перекачивании жидкости высокой температуры следует применять магниты из сплавов редкоземельных химических элементов, так как при использовании оксидно-бариевых магнитов при $t_р = 80$ °С значительно уменьшается передаваемый крутящий момент.

Рассмотрим эксплуатационные показатели муфт с различными магнитами. Для магнитной муфты с магнитами 16БА190 (насос В2-5/30) при температуре $t_{нор} = 20$ °С максимальный крутящий момент составляет 15,3 Н · м; активная длина магнита $l = 0{,}12$ м; остаточная магнитная индукция $B_r = 0{,}3$ Тл; зазор между полумуфтами по магнитам $\delta = 0{,}004$ м; наружный диаметр по магнитам внутренней полумуфты $D_i = 0{,}08$ м; число полюсов $N = 8$.

Магнитная муфта с магнитами Ч36Р: $M_{\max} = 15{,}32$ Н · м; $l = 0{,}0155$ м (размеры магнита 20 × 15,5 × 8 мм); $B_r = 1{,}15$ Тл; $N = 10$; δ и D_i те же, что и у муфты с магнитами 16БА190 и Sm—Co (муфты КС-37 и КС-25ДЦ).

Магнитная муфта с магнитами КС-25: $M_{\max} = 15{,}24$ Н · м; $l = 0{,}0171$ м (размеры магнита

Таблица 1

Отношение $M_t/M_{\max}$ при разной рабочей температуре

Магнит	$t_р$, °С								
	60	80	100	120	140	150	160	180	200
16БА190	0,84	0,77	0,69	0,63	0,56	0,53	0,50	0,44	0,39
Ч36Р	0,93	0,90	0,87	0,84	—	—	—	—	—
КС-37	0,97	0,95	0,93	0,91	0,89	0,88	0,87	—	—
КС-25ДЦ	0,98	0,96	0,95	0,93	0,92	0,91	0,90	0,89	0,87

20 × 17,1 × 8 мм); B_r = 1,07 Тл; N = 10.

Магнитная муфта с магнитами КС-37: M_{max} = 15,26 Н · м; l = 0,022 м (20 × 22 × 8 мм); B_r = 0,9 Тл; N = 10.

Параметры полумуфт (см. рис. 1, размеры l_1 и l_2) для всех четырех муфт одинаковые.

Крутящий момент (момент нагрузки) на рабочем колесе насоса (для всех муфт) не должен превышать крутящего момента магнитной муфты. В случае превышения возможен разрыв магнитной связи между полумуфтами, поэтому принимаем $M_{нор} = M_{max}$.

Момент инерции наружной полумуфты:

$$I_{нар.п} = I_{пер} + I_{пол}, \qquad (2)$$

где $I_{пер}$ и $I_{пол}$ — моменты инерции соответственно переходника наружной полумуфты и полумуфты.

Суммарный момент инерции ведущих элементов насоса:

$$I_1 = I_{д.р} + I_{нар.п}, \qquad (3)$$

где $I_{нар.п}$ и $I_{д.р}$ — моменты инерции соответственно наружной полумуфты и ротора электродвигателя.

Суммарный момент инерции ведомых элементов насоса:

$$I_2 = I_{вн.п} + I_{р.к} + I_в, \qquad (4)$$

где $I_{вн.п}$, $I_{р.к}$ и $I_в$ — моменты инерции внутренней полумуфты, рабочего колеса и ведомого вала насоса.

Максимальный угол рассогласования полумуфт:

$$\Delta\alpha = \frac{0,85}{(I_1/I_2)^{0,6}(M_{max}/M_{э.max})^{1,2}} + 0,125\frac{M_э}{M_н} + 0,27\frac{M_{нор}}{M_н 1,2^L}, \qquad (5)$$

где $L = M_{max}/M_н$; $M_э$ — тормозной момент экрана.

Потери мощности в токопроводящем экране из стали 12Х18Н10Т рассчитывают по формуле

$$P_э = 31\frac{B_д^2 D_э^3 n^2 l \delta_э}{\rho}, \qquad (6)$$

где $B_д$ — действующая магнитная индукция в зазоре между полумуфтами, Тл; $D_э$ = 0,085 м — наружный диаметр экрана для всех муфт; n — частота вращения муфты; $\rho = 8 \cdot 10^{-7}$ Ом/м — удельное электрическое сопротивление материала; $\delta_э$ = 0,001 м — толщина цилиндрической стенки экрана.

Значение действующей магнитной индукции в зазоре между полумуфтами находим по формуле

$$B_д = \beta_д K B_r, \qquad (7)$$

где $\beta_д$ — безразмерный коэффициент индукции в зазоре между полумуфтами; K = 0,95 — коэффициент, учитывающий уменьшение намагниченности магнита в муфте; B_r — остаточная индукция постоянного магнита.

Тормозной момент экрана имеет вид:

$$M_э = 0,159\frac{P_э}{n}, \qquad (8)$$

где $P_э$ — потери мощности в токопроводящем экране.

Коэффициент теплоотдачи с поверхности экрана при естественном воздушном охлаждении имеет вид:

$$K_т = 14 + 0,0013\frac{P_э}{\pi D_э l}. \qquad (9)$$

Таблица 2

Эксплуатационные показатели магнитных муфт с различными магнитами

Показатель, единица измерения	Магнит			
	16БА190	Ч36Р	КС-25ДЦ	КС-37
$M_э$, Н · м	0,533	0,902	0,862	0,785
$M_н$, Н · м	19,96			
$M_{э.max}$, Н · м	47,9			
$M_{нор} = M_{max}$, Н · м	15,30	15,32	15,24	15,26
$I_{пер}$, кг · м^2	0,0068			
$I_{пол}$, кг · м^2	0,0182	0,0246	0,0245	0,0242
$I_{нар.п}$, кг · м^2	0,0250	0,0314	0,0313	0,0310
$I_{д.р}$, кг · м^2	0,0087			
I_1, кг · м^2	0,0337	0,0401	0,0400	0,0397
$I_{вн.п}$, кг · м^2	0,0029		0,0043	
$I_{р.к}$, кг · м^2	0,0029			
$I_в$, кг · м^2	0,0004			
I_2, кг · м^2	0,0062		0,0076	
L	0,767	0,768	0,764	0,765
$\frac{0,85}{(I_1/I_2)^{0,6}(M_{max}/M_{э.max})^{1,2}}$, рад	1,211	1,231	1,240	1,244
$0,125\frac{M_э}{M_н}$, рад	0,003	0,006	0,005	0,005
$0,27\frac{M_{нор}}{M_н 1,2^L}$, рад	0,18			
$\Delta\alpha$, рад	1,394	1,417	1,425	1,429
$\beta_д$	0,760		0,718	
B_r, Тл	0,30	1,15	1,07	0,90
K	0,95			
$B_д$, Тл	0,2116	0,7840	0,7300	0,6140
$P_э$, Вт	83,7	141,7	135,5	123,3
l, м	0,1200	0,0155	0,0171	0,0220
$K_т$, Вт/(м^2 · °С)	17,396	58,505	52,576	41,284
ΔQ, °С	75	293	283	254
$Q_ж$, 10^{-6} м^3/с	0,999	1,690	1,620	1,470

Разность температур экрана и окружающей среды:

$$\Delta Q = \frac{P_э}{2\pi D_э l K_т}, \qquad (10)$$

где $K_т$ — коэффициент теплоотдачи с поверхности экрана при естественном воздушном охлаждении, Вт/(м^2 · °С).

Требуемый расход охлаждающей жидкости при водяном охлаждении экрана находим по формуле

$$Q_ж = \frac{P_э 10^{-3}}{\Delta Q_1 c}, \qquad (11)$$

где $\Delta Q_1 = 20$ °С — допустимая разность температур экрана и охлаждающей жидкости; $c = 4{,}19 \cdot 10^3$ Дж/(кг · °С) — удельная теплоемкость воды.

Результаты расчетов по формулам (2)—(11) приведены в табл. 2.

Расчет потерь в токопроводящем экране выполняется при разработке конструкторской документации для определения разности температур экрана и окружающей среды.

Остановимся на расчете потерь в экране и температуры муфты с высококоэрцитивными постоянными оксидно-бариевыми магнитами и магнитами из сплавов редкоземельных элементов с плотной укладкой магнитов (рис. 2, *а* и *б*) [4, 5]. Данный расчет выполняется только для экранов из немагнитных электропроводящих материалов с большим удельным электрическим сопротивлением.

Относительное полюсное деление цилиндрической муфты определяется формулой

$$\tau_о = \frac{\pi(D_i + \delta)}{N\delta}. \qquad (12)$$

Определим коэффициент $\beta_д$ действующей индукции в зазоре муфты по относительному полюсному делению $\tau_о$ магнитной муфты (табл. 3). При промежуточных значениях $\tau_о$, представленных в табл. 3, коэффициент $\beta_д$ определяется с помощью интерполяции.

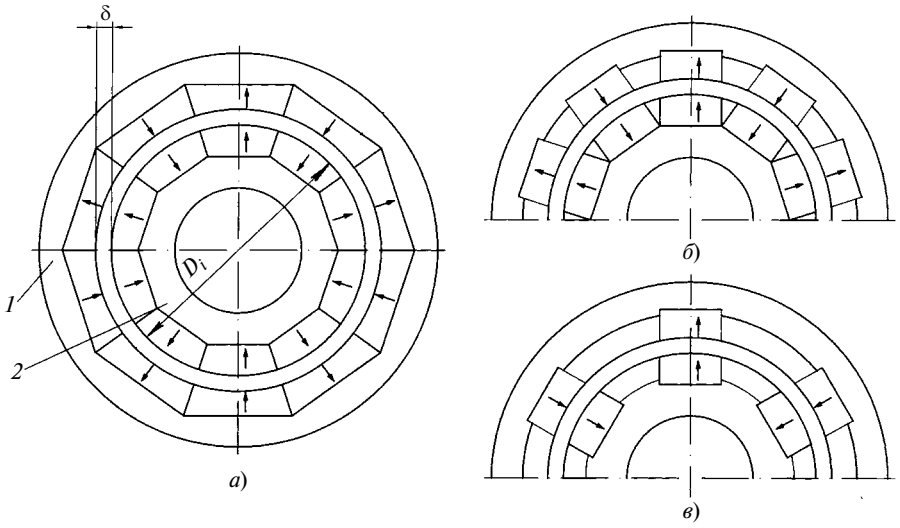


Рис. 2. Схемы цилиндрических магнитных муфт с плотной укладкой оксидно-бариевых магнитов (*а*) и магнитов из сплавов редкоземельных химических элементов (*б*) одинаковых размеров и с неплотной укладкой магнитов из сплавов редкоземельных элементов (*в*):
1 — наружная полумуфта; *2* — внутренняя полумуфта (стрелками показаны направления намагниченности магнитов)

Найдем значение действующей индукции в зазоре по формуле (7). В табл. 4 приведены значения остаточной индукции материала для постоянных магнитов разных марок.

Определим потери мощности в токопроводящем экране по формуле (6).

Найдем коэффициент теплоотдачи с поверхности экрана при естественном воздушном охлаждении по выражению (9) и разность температур экрана и окружающей среды по формуле (10). При $\Delta Q > 80$ °С необходимо принудительное воздушное или жидкостное охлаждение экрана.

Определим расход охлаждающей жидкости по выражению (11) и тормозной момент экрана по формуле (8).

С увеличением температуры намагниченность постоянных магнитов снижается, соответственно, уменьшается крутящий момент магнитной муфты, который при рабочей температуре определяется выражением (1).

На практике часто применяют магнитные муфты с числом постоянных магнитов в полумуфтах, меньшим, чем можно установить в полумуфте, т. е. крутящий момент магнитной муфты должен быть значительно меньше, чем при плотной укладке магнитов (рис. 2, *в*). Это имеет место в случае замены высококоэрцитив-

Таблица 3

Коэффициент действующей индукции в зависимости от полюсного деления магнитной муфты

$\tau_о$	2	3	4	5	6	8	10
$\beta_д$	0,42	0,52	0,61	0,66	0,70	0,76	0,80

Таблица 4

Остаточная индукция материала для постоянных магнитов разных марок

Магнит	16БА190	25БА150	КС-37	КС-25ДЦ	Ч36Р
B_r, Тл	0,30÷0,35	0,35÷0,40	0,77÷0,90	0,82÷1,07	0,60÷1,22

ных оксидно-бариевых постоянных магнитов в стандартных магнитных муфтах [6] (см. рис. 2, *а*) на высококоэрцитивные постоянные магниты из сплавов редкоземельных химических элементов (см. рис. 2, *в*) при одинаковых размерах магнитов в каждой полумуфте, которые приводятся в технических условиях заводов-изготовителей.

При такой замене можно рассчитать потери в токопроводящем экране и его температуру. Крутящие моменты цилиндрической магнитной муфты с оксидно-бариевыми магнитами и муфты с магнитами из сплавов редкоземельных химических элементов равны. Если в полумуфтах магнитной муфты вместо оксидно-бариевых магнитов (см. рис. 2, *а*) разместить магниты из сплавов редкоземельных химических элементов с плотной укладкой (см. рис. 2, *б*), то передающий крутящий момент последней будет значительно больше. Пусть при данной замене требуется по 6 магнитов ($N_1 = 6$) в каждой полумуфте.

Относительное полюсное деление муфты τ_o определяется по формуле (12) при плотной укладке магнитов (см. рис. 2, *б*).

Выберем коэффициент индукции в зазоре муфты $\beta_д$ по параметру τ_o.

Найдем значения индукции в зазоре по формуле (7).

Определим потери мощности $P_э$ в токопроводящем экране по формуле (6), а также в токопроводящем экране при неплотной укладке магнитов:

$$P_{э.пер} = P_э \frac{N_1}{N_п}, \qquad (13)$$

где $P_{э.пер}$ — пересчитанные потери мощности в токопроводящем экране; N_1 — число магнитов в полумуфте при неплотной укладке магнитов (в данном случае $N_1 = 6$); $N_п = 10$ — число магнитов в полумуфте при плотной укладке магнитов.

Коэффициент теплоотдачи с поверхности экрана при естественном воздушном охлаждении имеет вид:

$$K_{т.пер} = 14 + 0{,}0013 \frac{P_{э.пер}}{\pi D_э l}. \qquad (14)$$

Определим разность температур экрана и окружающей среды:

$$\Delta Q_{пер} = \frac{P_{э.пер}}{2\pi D_э l K_{т.пер}}. \qquad (15)$$

Для цилиндрической магнитной муфты с неплотной укладкой магнитов при водяном охлаждении экрана определяется расход охлаждающей жидкости по формуле

$$Q_{ж.пер} = \frac{P_{э.пер} 10^{-3}}{\Delta Q_1 c}. \qquad (16)$$

Крутящий момент муфты при рабочей температуре определяется по формуле (1).

Тормозной момент экрана:

$$M_{э.пер} = 0{,}159 \frac{P_{э.пер}}{n}. \qquad (17)$$

Анализ полученных результатов (см. табл. 2) показал следующее. При замене постоянных оксидно-бариевых магнитов магнитами из сплавов редкоземельных химических элементов увеличение угла рассогласования полумуфт не превышает 3 % (КС-37). Потери мощности в токопроводящем экране увеличиваются до 70 %. Значительно увеличивается разность температур экрана и окружающей среды (с 75 до 293 °С) и расход охлаждающей жидкости для токопроводящего экрана (с 3,6 до 6,1 л/ч).

Таким образом, при замене магнитов с магнитными муфтами при сохранении крутящего момента следует увеличивать расход охлаждающей жидкости для токопроводящего экрана. При нетокопроводящем экране (фторопласт, углекон, керамика и т. д.) охлаждения не требуется.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Добротворский В. В., Красильников А. Я., Сухоросов Л. Н.** Герметичное оборудование с магнитными муфтами // Химическое и нефтяное машиностроение. 1994. № 6. С. 39.

2. **Красильников А. Я., Красильников А. А.** Влияние компоновки герметичных насосов с магнитной муфтой на угол рассогласования полумуфт и потери мощности в токопроводящем экране // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2009. № 5. С. 24—27.

3. **Красильников А. Я.** Особенности использования магнитной муфты в конструкциях герметичных машин: Монография. Екатеринбург: УГТУ—УПИ, 2009. 185 с.

4. **Красильников А. Я.** Методика выбора магнитных муфт для герметичных машин // Вестник машиностроения. 2003. № 4. С. 13—18.

5. **Красильников А. Я.** Методика выбора магнитной муфты для герметичного насоса // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2001. № 2. С. 24—26.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

УДК 622.692

В. Ф. ШАЯКБЕРОВ, канд. техн. наук (ООО "РН-УфаНИПИнефть", г. Уфа), Ф. С. ГЕПШТЕЙН,
Р. А. ЯНТУРИН, канд. техн. наук (ЗАО "Ростнефтехим", г. Уфа), e-mail: ShayakberovVF@Ufanipi.ru

Эксплуатация установок электрических центробежных насосов с гибкими муфтами в искривленных скважинах

Предложено использование гибких муфт в установках электрических центробежных насосов, эксплуатируемых в искривленных скважинах, что обеспечивает увеличение их межремонтного периода и прирост добычи нефти.

Ключевые слова: скважина, кривизна, насос, гибкая муфта, подача, вибрация.

It is proposed the use of flexible couplings in the units of electric centrifugal pumps, exploited in curved wells, what provides an increase their overhaul period and oil production growth.

Keywords: well, curvature, pump, flexible coupling, feed, vibration.

При кустовом бурении большая часть скважин имеет участки со сверхнормативной кривизной, при прохождении которых, а также при эксплуатации на этих участках установок электрических центробежных насосов (УЭЦН) возникают боковые усилия, в результате чего напряжения в корпусе и валах превышают расчетные значения. Все это приводит к ускоренному изнашиванию деталей и сокращению межремонтного периода (МРП).

Поэтому была поставлена задача – разработать технологию эксплуатации УЭЦН, которая исключала бы влияние кривизны ствола скважины. Для этого было принято решение придать погружному насосу гибкость. Штатный УЭЦН оснастили гибкими муфтами (ГМ) [1], которые соединили погружной электродвигатель (ПЭД) с насосами и их секциями, а также насос с колонной насосно-компрессорных труб (НКТ) или трубами НКТ [1, 2]. На УЭЦН возможен монтаж одной и более ГМ, каждая обеспечивает работу при угле изгиба корпуса или вала до 5° и частоте вращения вала 3000 мин$^{-1}$. Выпускаются ГМ как в обычном, так и износостойком исполнении.

Испытания УЭЦН, оснащенных ГМ, показали [3]:

подвеска и эксплуатация насоса возможны на любом участке ствола скважины независимо от его кривизны;

повышается добыча нефти в результате увеличения глубины спуска насоса, возможно применение насоса большего типоразмера при сверхнормативной кривизне ствола;

увеличивается МПР насоса, так как исключается повышение напряженно-деформированного состояния корпусов и валов насосов;

снижается вероятность отказов УЭЦН при спуске, обусловленных ослаблением затяжки из-за асимметрии натяжения болтов при прохождении участков со сверхнормативной кривизной;

снижается риск непрохождения насоса по стволу.

Кроме того, увеличение МРП связано со снижением в 2÷3,5 раза вибраций после оснащения установки ГМ, что подтвердили заводские стендовые испытания — после монтажа ГМ подача насоса на тех же режимах увеличилась на 6÷10 % [3]. Угол между ПЭД и насосом при испытаниях составил 1°5′.

При эксплуатации УЭЦН-80 с ГМ, расположенной между ПЭД и насосом, в скважине ОАО "АНК "Башнефть" наработка составила 1092 суток при среднем дебите жидкости 91,2 м^3/сут. При этом причиной остановки стало отсутствие изоляции в системе "кабель—двигатель". На рисунке показано шарнирное соединение ГМ после подъема насоса.

Эксплуатация УЭЦН 50-2200 с ГМ износостойкого исполнения, установленной между протектором ПЭД и газовым сепаратором, в скважине ООО "РН-Пурнефтегаз" при наработке в 196 суток (эксплуатация прекращена в связи с плановым ремонтом) показала отсутствие износов в составных частях.

Условие свободного вписывания УЭЦН рассчитывается по формуле, приведенной в работе [3].

В настоящее время эксплуатация УЭЦН с ГМ в скважинах ОАО "НК "Роснефть", в ООО "РНЮганскнефтегаз" и ООО "РН-Пурнефтегаз" продолжается. В трех скважинах ООО "РН-Пурнефтегаз" со сверхнормативной кривизной суточный прирост добычи нефти составил 10, 17 и 26 т.

Таким образом, применение ГМ в составе УЭЦН дало значительный экономический эффект. При суточном приросте добычи нефти в 10 т установка ГМ окупается за два рабочих дня.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 2230233 Рос. Федерации:** Гибкая шарнирная муфта.

2. **ТУ 3639-001-80028030—2009.** Муфты гибкие к погружным насосам и электродвигателям. Уфа: ОАО "Ростнефтехим", 2009. 17 с.

3. **Шаякберов В. Ф., Янтурин Р. А.** О расширении возможностей УЭЦН // Нефтепромысловое дело. 2009. № 3. С. 27, 28.

Цикл статей "Новый метод решения сложных вариационных задач обработки давлением"

УДК 621.73

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
e-mail: mt13@bmstu.ru

Математическое описание образования вогнутости верхнего торца заготовки при прошивке*

Приведены аналитические зависимости образования вогнутости на верхнем торце заготовки в начале прошивки, позволяющие вычислить максимальную глубину вогнутости. Точность расчета подтверждена сопоставлением с известными экспериментальными данными.

Ключевые слова: вариационное, формоизменение, ковка, прошивка, вогнутость.

In the paper the analytical dependences of the concavity formation on upper end face of the workpiece at the beginning of broaching, allowing to calculate maximal depth of concavity, are presented. The calculation accuracy is confirmed by comparison with known experimental data.

Keywords: variation forming, forging, broaching, concavity.

В статье использованы принятые в работе [1] обозначения и относительные геометрические и силовые параметры: первые отнесены к радиусу пуансона $r = 1$, вторые — к среднему напряжению текучести.

Реальный процесс прошивки начинается с образования вогнутости на свободной поверхности верхнего торца заготовки. Для того чтобы математически описать образование вогнутости и определить ее величину, характеризуемую глубиной $h_{\text{вог}}$, используем расчетную схему (рис. 1).

Так как исследование образования вогнутости в данном случае — вспомогательная задача, то для решения используем наиболее простой энергетический метод. В следующей статье данного цикла анализ прошивки будет выполнен другим методом. Поэтому для обеспечения взаимосравнимости результатов сначала проанализируем энергетическим методом прошивку по схеме, показанной на рис. 2. Очаг пластической деформации представим в виде областей **1** и **2**, выше и ниже которых расположены жесткие области. В области **2** кинематически возможные скорости зададим выражениями

$$\begin{cases} v_{z2} = -\dfrac{v_0}{h}(z + h); \\ v_{\rho 2} = \dfrac{v_0}{2h}\rho, \end{cases} \qquad (1)$$

которые в соответствии с общими выражениями для осадки из работы [2] удовлетворяют условию несжимаемости и имеющимся граничным условиям для скоростей: $v_z = 0$ при $z = -h$ и $v_z = -v_0$ при $z = 0$.

Используя выражения (1), найдем интенсивность скоростей деформации:

$$\xi_{i2} = v_0/h. \qquad (2)$$

Уравнение баланса мощностей имеет вид:

$$W_q = W_\sigma + W_\Delta + W_\tau, \qquad (3)$$

где W_q — мощность деформации; W_σ — мощность внутренних сил в пластически деформируемом объеме V; W_Δ — мощность, развиваемая максимальными касательными напряжениями на всех поверхностях S_Δ разрывов Δv скоростей; W_τ — мощность сил $\tau_к$ контактного трения на скоростях скольжения $v_к$ по поверхности контакта $S_к$.

В работе [2] показано, что жесткопластическая модель ма-

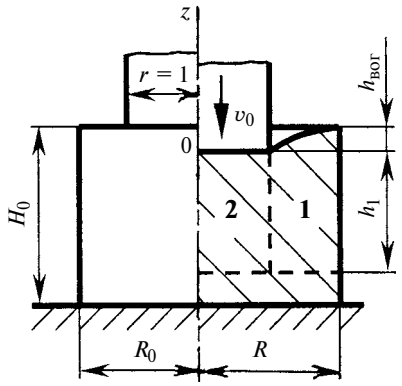


Рис. 1. Схема образования вогнутости в начале прошивки

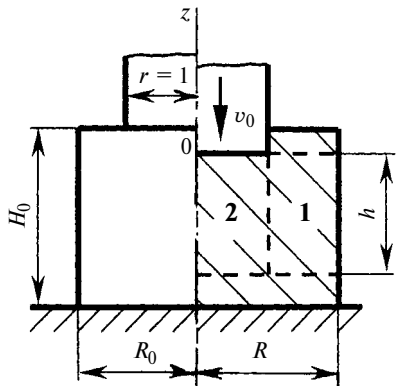


Рис. 2. Сопоставляемая схема прошивки

* Продолжение цикла. Начало — см. "Вестник машиностроения" № 1 за 2012 г.; продолжение — № 3 за 2012 г.

териала и закон трения Зибеля позволяют использовать относительные выражения мощностей:

$$W_\sigma = \int\limits_V \int\int \xi_i \mathrm{d}V; \qquad (4)$$

$$W_\Delta = \frac{\beta}{2} \int\limits_{S_\Delta} \int\int |\Delta v| \mathrm{d}S; \qquad (5)$$

$$W_\tau = \beta\mu \int\limits_{S_к} \int\int v_к \mathrm{d}S, \qquad (6)$$

где β — коэффициент.

В соответствии с выражением (4) и равенством (2) мощность внутренних сил в области **2** составит:

$$W_{\sigma 2} = \int\limits_0^1 \frac{v_0}{h} h 2\pi\rho \mathrm{d}\rho = \pi v_0. \qquad (7)$$

Мощность сил контактного трения на поверхности пуансона определим в соответствии с формулой (6) и вторым выражением системы (1). Поскольку в области **2**, как показано в работе [2] для осадки, $\xi_\rho = \xi_\theta$, то коэффициент Лоде $\beta = 1$. Тогда

$$W_{\tau 2} = \mu \int\limits_0^1 \frac{v_0}{2h} \rho 2\pi\rho \mathrm{d}\rho = \frac{\pi v_0 \mu}{3h}.$$

При принятом в работе [1] коэффициенте трения $\mu = 0{,}5$

$$W_{\tau 2} = \frac{\pi v_0}{6h}. \qquad (8)$$

В соответствии с формулой (5) и вторым выражением системы (1) мощность касательных напряжений на поверхности разрыва между областью **2** и расположенной ниже жесткой областью:

$$W_{\Delta 2} = \frac{1}{2} \int\limits_0^1 \frac{v_0}{2h} \rho 2\pi\rho \mathrm{d}\rho = \frac{\pi v_0}{6h}. \qquad (9)$$

Примем, что в области **1** осевая скорость $v_z = 0$. Тогда по условию несжимаемости радиальная скорость $v_{\rho 1} = C/\rho$. Произвольную постоянную C найдем из граничного условия $v_{\rho 1} = v_{\rho 2}$ при $\rho = 1$. Окончательно получим:

$$v_{\rho 1} = \frac{v_0}{2h\rho}. \qquad (10)$$

С учетом формулы (10) находим:

$$\xi_\theta = -\xi_\rho = \frac{v_0}{2h\rho^2}.$$

Остальные скорости деформаций равны нулю.

Находим интенсивность скоростей деформации:

$$\xi_{i1} = \frac{1{,}155 v_0}{2h\rho^2}. \qquad (11)$$

В соответствии с формулой (5) и первым выражением системы (1) мощность касательных напряжений на поверхности разрыва между областями **1** и **2**

$$W_{\Delta 12} = \frac{1{,}155}{2} \int\limits_{-h}^0 \frac{v_0}{h} (z + h) 2\pi \mathrm{d}z = \frac{1{,}155\pi v_0 h}{2}. \qquad (12)$$

В соответствии с выражениями (4) и (11) мощность внутренних сил в области **1**

$$W_{\sigma 1} = \int\limits_1^R \frac{1{,}155 v_0}{2h\rho^2} h 2\pi\rho \mathrm{d}\rho = 1{,}155\pi v_0 \ln R. \qquad (13)$$

По формуле (5) с учетом равенства (10) находим мощность касательных напряжений на поверхностях разрыва между областью **1** и верхней и нижней жесткими зонами:

$$W_{\Delta 1} = 2\frac{1{,}155}{2} \int\limits_1^R \frac{v_0}{2h\rho} 2\pi\rho \mathrm{d}\rho = \pi v_0 \frac{1{,}155(R-1)}{h}. \qquad (14)$$

В соответствии с уравнением (3) баланса мощностей суммируем выражения (7)—(9), (12)—(14) и приравниваем полученный результат к мощности деформации $W_q = \pi v_0 q_п$. В результате находим удельную силу прошивки:

$$q_п = 1 + 1{,}155\ln R + \frac{1}{3h} + \frac{1{,}155(R-1)}{h} + 0{,}577h. \qquad (15)$$

Высоту очага пластической деформации найдем из условия минимума удельной силы деформирования $\partial q_п/\partial h = 0$:

$$h = \sqrt{0{,}577 + 2(R-1)}. \qquad (16)$$

Аналогичный анализ выполним для схемы образования вогнутости, приведенной на рис. 1. В области **2** кинематически возможные скорости зададим, заменив в выражениях (1) размер h на h_1:

$$\begin{cases} v_{z2} = -\dfrac{v_0}{h_1}(z + h_1); \\ v_{\rho 2} = \dfrac{v_0}{2h_1}\rho. \end{cases} \qquad (17)$$

С учетом формул (17), принимая на поверхностях контакта $\mu = 0{,}5$, аналогично рассмотренному выше получим:

$$W_{\sigma 2} = \pi v_0; \qquad (18)$$

$$W_{\tau 2} = \frac{\pi v_0}{3h_1}. \qquad (19)$$

В области **1** кинематически возможную осевую скорость зададим в виде:

$$v_{z1} = -\frac{v_0}{h_1}(z + h_1)\left(\frac{R-\rho}{R-1}\right). \qquad (20)$$

Очевидно, что при $\rho = R$ скорость $v_{z1} = 0$, а при $\rho = 1$ скорость v_{z1} совпадет со скоростью v_{z2}, определяемой первым выражением системы (17), и при $z = 0$ будет равна $-v_0$. Таким образом, на поверхности вогнутости скорость v_{z1} меняется от нуля на границе с боковой поверхностью заготовки до скорости движения пуансона в точке контакта с ним, т. е. изменение скорости соответствует образованию вогнутости.

Подставив выражение (20) в условие несжимаемости, получим:

$$v_{\rho 1} = \frac{v_0}{h_1(R-1)}\left(\frac{R\rho}{2} - \frac{\rho^2}{3}\right) + \frac{C}{\rho}.$$

Найдя произвольную постоянную C из условия $v_{\rho 1} = v_{\rho 2}$ при $\rho = 1$, окончательно получим:

$$v_{\rho 1} = \frac{v_0}{h_1(R-1)}\left(\frac{R\rho}{2} - \frac{\rho^2}{3} - \frac{1}{6\rho}\right). \quad (21)$$

Подставив выражения (20) и (21) в известные формулы, найдем скорости деформаций:

$$\begin{cases} \xi_z = -\dfrac{v_0}{h_1(R-1)}(R-\rho); \\ \xi_\rho = \dfrac{v_0}{6h_1(R-1)}\left(3R - 4\rho + \dfrac{1}{\rho^2}\right); \\ \xi_\theta = \dfrac{v_0}{6h_1(R-1)}\left(3R - 2\rho - \dfrac{1}{\rho^2}\right); \\ \eta_{\rho z} = \dfrac{v_0}{h_1(R-1)}(h_1 + z). \end{cases}$$

С учетом этих равенств интенсивность скоростей деформации

$$\xi_i = \frac{v_0}{3\sqrt{3}h_1(R-1)} \times$$

$$\times \sqrt{27R^2 - 54R\rho + 28\rho^2 - } \rightarrow$$

$$\rightarrow \overline{- \frac{2}{\rho} + \frac{1}{\rho^4} + 9(h_1 + z)^2}.$$

При $\rho = 1$ интенсивность скоростей деформации

$$\xi_i|_{\rho = 1} = \frac{v_0}{\sqrt{3}h_1(R-1)} \times$$

$$\times \sqrt{3(R-1)^2 + (h_1 + z)^2}. \quad (22)$$

При $\rho = R$ интенсивность скоростей деформации

$$\xi_i|_{\rho = R} = \frac{v_0}{\sqrt{3}h_1(R-1)} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{1}{9}\left(R^2 - \frac{2}{R} + \frac{1}{R^4}\right) + (h_1 + z)^2}. \quad (23)$$

По выражению (23) получаем значения ζ_i намного меньшие, чем по выражению (22). Так, при $R = 2$ получим:

$$\xi_i|_{\rho = 1} = \frac{v_0}{h_1}\sqrt{1 + \frac{1}{3}(h_1 + z)^2};$$

$$\xi_i|_{\rho = R} = \frac{v_0}{h_1}\sqrt{0{,}113 + \frac{1}{3}(h_1 + z)^2}.$$

С учетом этого примем для упрощения дальнейшего решения поставленной задачи, что интенсивность скоростей деформации постоянна во всей области **1** (см. рис. 1) и определяется усредненным значением выражения (22):

$$\xi_{i1} = \frac{1}{2}\xi_i\Big|_{z=-h_1/2}^{\rho=1} =$$

$$= \frac{v_0}{2h_1(R-1)}\sqrt{(R-1)^2 + \frac{h_1^2}{12}}. \quad (24)$$

Поскольку величина вогнутости заранее неизвестна, то пренебрежем впадиной и будем определять мощность внутренних сил в объеме $V = \pi(h_{\text{вог}} + h_1)(R^2 - 1)$, что несколько завысит значение выражения (4):

$$W_{\sigma 1} = \xi_{i1} V =$$

$$= \frac{\pi v_0 (R+1)(h_{\text{вог}} + h_1)}{2h_1} \times$$

$$\times \sqrt{(R-1)^2 + \frac{h_1^2}{12}}. \quad (25)$$

В связи с тем, что при $\rho = 1$ имеем $\beta = 1$, а при $\rho = R$ имеем $\beta = 1{,}155$, примем на горизонтальной поверхности разрыва между областью **1** и нижней жесткой зоной среднее значение: $\beta = 1{,}1$. Тогда по формуле (5) с учетом равенства (21) получим мощность касательных напряжений:

$$W_{\Delta 1} = \frac{1{,}1}{2}\int_1^R \frac{v_0}{h_1(R-1)} \times$$

$$\times \left(\frac{R\rho}{2} - \frac{\rho^2}{3} - \frac{1}{6\rho}\right) 2\pi\rho d\rho =$$

$$= \frac{1{,}1\pi v_0 (R^3 + R^2 + R - 3)}{12h_1}. \quad (26)$$

В соответствии с уравнением (3) баланса мощностей суммируем выражения (18), (19), (25), (26) и приравняем полученный результат к мощности деформации:

$$W_q = \pi v_0 q_{\text{в}}.$$

В результате найдем удельную силу образования вогнутости:

$$q_{\text{в}} = 1 + \frac{1}{3h_1} +$$

$$+ \frac{1{,}1(R^3 + R^2 + R - 3)}{12h_1} +$$

$$+ \frac{(R+1)(h_{\text{вог}} + h_1)}{2h_1} \times$$

$$\times \sqrt{(R-1)^2 + \frac{h_1^2}{12}}. \quad (27)$$

Для определения высоты очага пластической деформации используем условие минимума удельной силы деформирования

$$\frac{\partial q_{\text{в}}}{\partial h_1} = 0. \quad (28)$$

Если $q_{\text{в}} > q_{\text{п}}$, то прошивка начнется без образования вогнутости. Если $q_{\text{в}} < q_{\text{п}}$, то процесс начнется с образования вогнутости, глубина $h_{\text{вог}}$ которой определяется из условия

$$q_{\text{в}} = q_{\text{п}}, \quad (29)$$

при достижении которого начнется прошивка, а вогнутость перестанет увеличиваться.

Поскольку уравнения (28) и (29) не решаются алгебраически, необходимо использовать численный метод. Так как вогнутость образуется на начальной стадии процесса, то для упрощения считаем, что $R = R_0 = \text{const}$.

Алгоритм вычислений:

1) по формуле (16) найти высоту очага h;

2) по формуле (15) найти удельную силу прошивки $q_{\text{п}}$;

3) выбрать шаг расчета и увеличивать глубину вогнутости $h_{\text{вог}}$, начиная от нулевого значения;

4) для каждого значения $h_{вог}$ из уравнения (28) найти значение h_1;

5) по формуле (27) найти удельную силу $q_в$ образования вогнутости;

6) если $q_в < q_п$, надо повторять расчет со следующим значением $h_{вог}$ до получения $q_в = q_п$.

Например, используя алгоритм, получили:

при $R_0 = 1$: $h = 0{,}760$, $h_{вог} = 0{,}889$, $h_1 = 1{,}075$, $q_в = q_п = 1{,}877$;

при $R_0 = 2$: $h = 1{,}605$, $h_{вог} = 0{,}362$, $h_1 = 2{,}612$, $q_в = q_п = 3{,}654$.

Найденное при $R_0 = 2$ значение $h_{вог} = 0{,}362$ совпадает с экспериментальным значением $h_{вог} = 0{,}36$ ($\delta = 0{,}5\ \%$), приведенным в работе [3, рис. 80, *в*].

Расчеты показали, что наибольшая вогнутость имеет место при $1 < R_0 < 2$, а при увеличении R_0 уменьшается. Таким образом, получено математическое описание закономерности (3) из работы [1].

При $R_0 \geqslant 2{,}2$ $h_{вог} = 0$. Это не вполне соответствует экспериментальным наблюдениям, согласно которым небольшая вогнутость имеет место и при больших значениях R_0. Это обусловлено тем, что использована наиболее простая расчетная схема (см. рис. 1), а для описания образования вогнутости при больших значениях R_0 следует использовать более общую схему, показанную на рис. 3, согласно которой при больших значениях R_0 происходит локализация вогнутости вокруг пуансона. При этом решение задачи усложняется: придется из условия минимума численно искать не только высоту h_1, но и параметр R_x, т. е. вместо одного уравнения решать систему из двух уравнений.

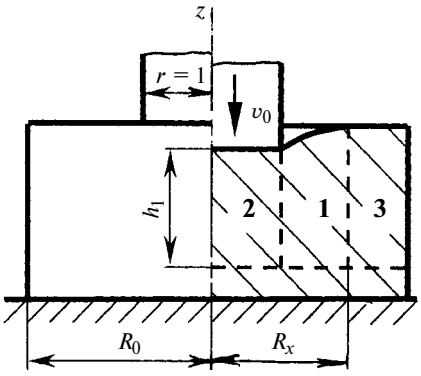


Рис. 3. Схема образования вогнутости при больших значениях R_0

Так как большого практического значения данное исследование не имеет, то для вычисления глубины вогнутости при прошивке заготовок с $H_0 \geqslant h_1$ (таблица) рекомендуется использовать формулу

$$h_{вог} = 1{,}8 - \sqrt{R_0},$$

которая с достаточной точностью описывает результаты вычислений по приведенному выше алгоритму. Если $R_0 > 2{,}25$, то следует принять $h_{вог} = 0{,}3$ и $R_x = 2{,}25$.

Если $h < H_0 < h_1$, то расчет следует вести по представленному выше алгоритму, приняв в п. 4 $h_1 = H_0$.

Например, если $R_0 = 1$ и $H_0 = 0{,}8$, получим: $h = 0{,}760$, $h_{вог} = 0{,}795$, $h_1 = H_0 = 0{,}8$, $q_в = q_п = 1{,}877$; если $R_0 = 2$ и $H_0 = 2$, получим: $h = 1{,}605$, $h_{вог} = 0{,}288$, $h_1 = H_0 = 2$, $q_в = q_п = 3{,}654$.

Если $H_0 < h_1$ и $H_0 < h$, то расчет следует вести по представленному выше алгоритму, принимая в п. 1 и п. 4 $h = h_1 = H_0$.

Например, если $R_0 = 1$ и $H_0 = 0{,}5$, получим: $h = h_1 = H_0 = 0{,}5$, $h_{вог} = 0{,}500$, $q_в = q_п = 1{,}955$; если $R_0 = 2$ и $H_0 = 1{,}5$, получим: $h = h_1 = H_0 = 1{,}5$, $h_{вог} = 0{,}117$, $q_в = q_п = 3{,}658$.

Сравнивая результаты этих и приведенных выше вычислений, можно сделать вывод, что при уменьшении высоты заготовки с определенного значения глубина вогнутости начинает уменьшаться. Таким образом, разработанные модели позволяют дать математическое описание и закономерности, рассмотренной в п. 4 работы [1, с. 74].

Следует обратить внимание на то, что учет мощности касательных напряжений на поверхности разрыва между областями **1** и **2** в схеме на рис. 2 обусловил наличие последнего члена в выражении (15), равного $0{,}577h$. Если вести расчет не энергетическим методом, а через напряжения, и, вычислив силу касательных напряжений на поверхности разрыва, отнести ее к площади рабочего торца пуансона, то получим

$$q_{\Delta 12} = 2\pi h \frac{1{,}155}{2} / \pi = 1{,}155h,$$ что

вдвое больше, чем $0{,}577h$. Из этого можно сделать вывод: е*сли на поверхности действия постоянных касательных напряжений разрыв касательных составляющих скоростей линейно изменяется от нуля до некоторого конечного значения, то при вычислении обусловленной этим разрывом составляющей удельной силы через напряжения касательное напряжение следует уменьшить вдвое.*

Расчетная высота h_1 очага пластической деформации при образовании вогнутости

R_0	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1
h_1	1,075	1,216	1,448	1,687	1,905	2,096	2,257	2,390	2,494	2,568	2,612	2,626

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Воронцов А. Л.** Новый метод решения сложных вариационных задач на примере исследования деформации заготовки при прошивке // Вестник машиностроения. 2012. № 1. С. 73–77.

2. **Воронцов А. Л.** Теория малоотходной штамповки. М.: Машиностроение, 2005. 859 с.

3. **Семенов Е. И.** Ковка и объемная штамповка. М.: Высшая школа, 1972. 352 с.

Серия статей
"Проблемы теории и практики резания материалов"

УДК 621.99

О. В. МАЛЬКОВ, канд. техн. наук, И. М. ГОЛОВКО (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: olma70@mail.ru

Разработка и исследование модели точности профиля наружной резьбы при охватывающем резьбофрезеровании

Рассмотрен метод построения математической модели погрешности профиля наружной резьбы при охватывающем резьбофрезеровании, приведены результаты экспериментальных исследований, подтверждающие адекватность полученной модели.

Ключевые слова: резьбофрезерование, наружная резьба, математическая модель, погрешность.

A model-building technique of external thread profile accuracy at female thread milling is considered. The results of experimental study, confirmed the adequacy of the resulting model, are presented.

Keywords: thread milling, external thread, mathematical model, error.

Наряду с традиционными способами нарезания наружной резьбы в последнее время все чаще нарезание резьбы осуществляется фрезами. Это связано с тем, что резьбофрезерование — более гибкий универсальный процесс, к тому же он лучше реализуется на станках с ЧПУ.

Анализ публикаций показал, что охватывающие резьбовые фрезы производят такие компании, как JBO, JEL (рис. 1), Mimatic, Carmex, которые выпускают различные фрезы для нарезания резьб М8÷М34 с шагом 0,5÷2,5 мм (с приращением 0,25 мм). Однако в настоящее время отсутствуют данные по точности профиля резьбы, получаемой при обработке охватывающими резьбовыми фрезами, которые необходимы для составления управляющих программ для изготовления резьбы высокой точности.

На рис. 2 представлена схема резьбофрезерования наружной резьбы однозубой охватывающей фрезой, где приняты обозначения: d — наружный диаметр резьбы; d_1 — внутренний диаметр резьбы; $D_{фр}$ — диаметр фрезы (диаметр условной окружности, описываемой вершиной зуба резьбовой фрезы при ее вращении); e — смещение оси фрезы относительно оси обрабатываемой резьбы (эксцентриситет обработки); $D_г$ — главное движение резания; $D_{S ок}$ — движение окружной подачи (планетарное движение); $D_{S пр}$ — движение продольной подачи (по оси резьбы).

Окружная подача и подача кинематически связаны: одному обороту относительного движения инструмента по среднему диаметру нарезаемой резьбы, совершаемому в результате движения $D_{S ок}$, соответствует относительное перемещение фрезы по оси резьбы на один шаг P в результате движения $D_{S пр}$.

Обработка резьбы совершается за 1÷1,25 оборота заготовки (или оси вращающейся фрезы вокруг

Рис. 1. Охватывающая резьбовая фреза фирмы JEL

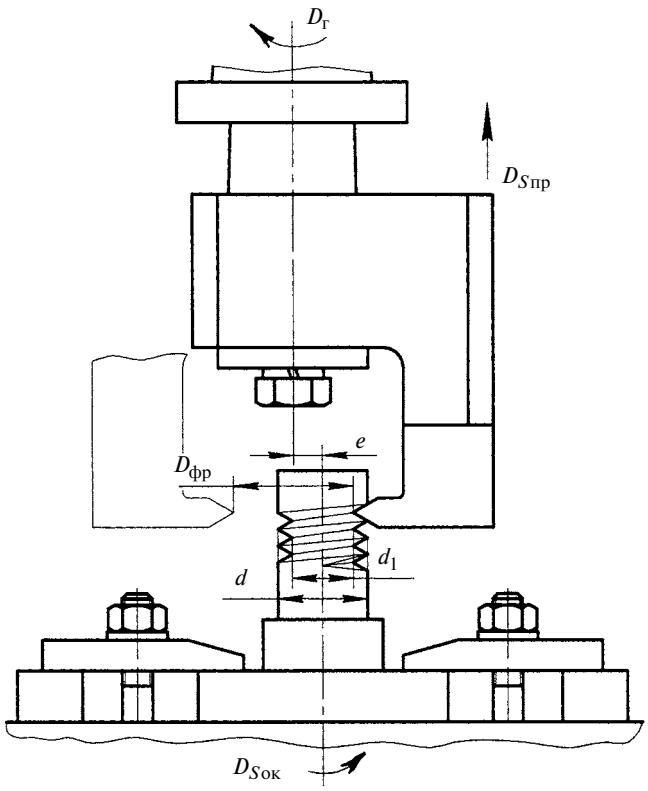


Рис. 2. Схема охватывающего резьбофрезерования однозубой однониточной фрезой

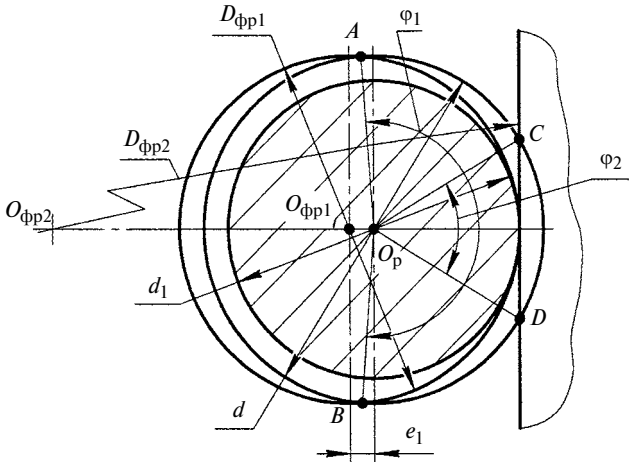


Рис. 3. Схема сравнения углов φ контакта обрабатываемой резьбы с инструментами разного диаметра ($D_{фр1} \to d$, $D_{фр2} \to \infty$)

оси заготовки — планетарное движение) при относительном перемещении заготовки и фрезы на (1÷1,25) шага. Дополнительное перемещение на 0,25 оборота требуется для перекрытия захода фрезы при врезании на высоту профиля резьбы.

При выбранном направлении планетарного движения (попутная или встречная обработка) движение $D_{S\text{пр}}$ при фрезеровании определяет направление нарезаемой резьбы — правое или левое. Движения $D_{S\text{ок}}$ и $D_{S\text{пр}}$ в зависимости от технологического оборудования могут выполняться заготовкой или фрезой.

Выбор диаметра $D_{фр}$ резьбообразующей части инструмента зависит от ряда факторов. Например, с точки зрения производительности необходимо максимальное увеличение диаметра резьбообразующей части инструмента, однако увеличение диаметра $D_{фр}$ влечет за собой сложность реализации процесса обработки на станке из-за больших габаритных размеров инструмента. При уменьшении диаметра инструмента (рис. 3, $D_{фр1} < D_{фр2}$) угол его контакта с заготовкой увеличивается ($\varphi_1 > \varphi_2$, соответственно дуга контакта $AB > CD$), что снижает точность резьбофрезерования, поскольку резьбовые нитки инструмента — кольцевые, а резьба имеет угол подъема, вследствие чего неизбежно несоответствие профилей инструмента и нарезаемой резьбы [1].

Таким образом, главной задачей является нахождение диаметра инструмента, при котором резьба удовлетворяла бы принятым требованиям по точности.

Поскольку при формировании профиля резьбы детали выполняется одинаковая работа по нарезанию каждого витка соответствующим ему резьбовым кольцом инструмента, ограничимся рассмотрением работы одного кольца.

На рис. 4 профили резьбы и инструмента представлены в виде треугольников с теоретически острыми вершинами и углом профиля $\beta = 60°$. Введем систему координат $X_р Y_р Z_р$ с центром в точке $O_р$, находящейся на оси резьбы. В процессе работы инструмент совершает главное движение $D_г$, пла-

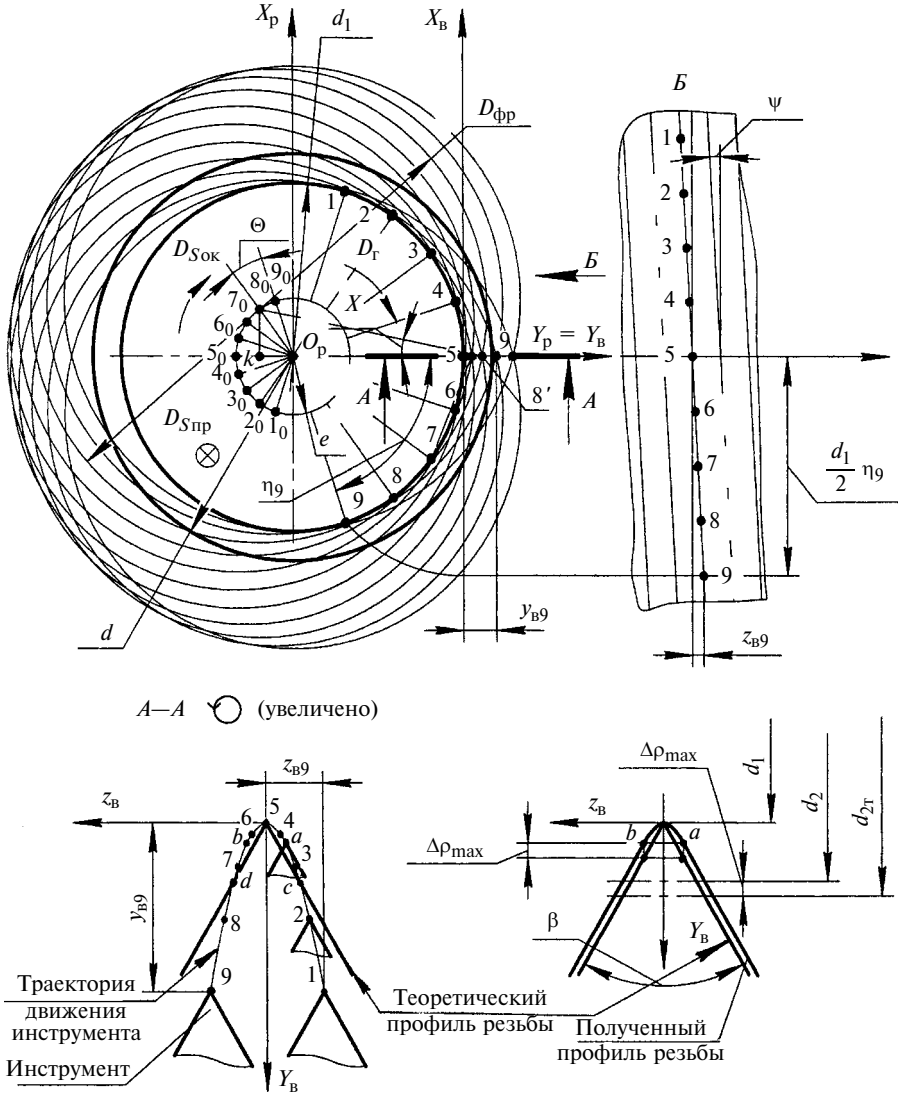


Рис. 4. Схема формирования наружного резьбового профиля охватывающей резьбовой фрезой

нетарное вращение $D_{S\text{ок}}$ вокруг точки $O_\text{р}$ по окружности радиуса e и осевое перемещение $D_{S\text{пр}}$ (аналогично движениям, показанным на рис. 2), которое можно проанализировать на развертке резьбы (см. рис. 4, вид *Б*).

На рис. 4 приняты обозначения: *1—9* — точки положения инструмента, через которые проходят осевые сечения (сечения, проходящие через оси резьбы и инструмента); 1_0—9_0 — точки положения центра вращения инструмента; Θ — угол между соседними положениями инструмента; η_i — угол между сечением *А—А* и *i*-м положением инструмента ($\eta_i = m\Theta$, где m — целое число, определяющее число положений инструмента от положения инструмента в сечении *А—А*; на рисунке представлен углом η_9); ψ — угол подъема резьбы.

Рассмотрим процесс формирования некоторого произвольного сечения *А—А* резьбы, которое образуется последовательными положениями *1—9* инструмента. Для этого введем систему координат $X_\text{в}Y_\text{в}Z_\text{в}$ с началом в вершине формируемого профиля резьбы, причем $Y_\text{р} = Y_\text{в}$. В положениях *1* и *2* резьбовая фреза еще не проходит через сечение *А—А*. В положениях *3—7* инструмент формирует резьбовой профиль, а в положении *8* инструмент уже вышел из него. Координаты $y_{\text{в}i}$ и $z_{\text{в}i}$ (на рисунке точка *9*) определяются на соответствующих проекциях и являются точками кривой движения вершины зуба инструмента во впадине резьбы относительно теоретического профиля резьбы. Из рис. 4 видно, что координата $z_\text{в}$ изменяется линейно, поскольку это функция шага нарезаемой резьбы (движение подачи по оси резьбы), а координата $y_\text{в}$ изменяется нелинейно, так как описывает два движения: движения продольной и окружной подачи. Получается сложная симметричная относительно оси $Y_\text{в}$ кривая, пересекающая теоретический профиль резьбы в точках *c* и *d*. Кривая также имеет две симметричные точки *a* и *b*, которые максимально удалены от теоретического профиля резьбы. Очевидно, что зуб формирует окончательный профиль именно тогда, когда его вершина находится в точках *a* и *b*. Таким образом, получено изображение профиля резьбы с уменьшенным на величину $2\Delta\rho_{\max}$ средним диаметром.

Опишем полученную проекцию траектории движения вершины зуба инструмента (см. рис. 4). Каждая точка кривой в сечении *А—А* определяется координатами $y_{\text{в}i}$ и $z_{\text{в}i}$.

Рассмотрим геометрическое нахождение координаты $y_{\text{в}i}$.

Из $\Delta O_\text{р}8_0k$ получим: $\overline{8_0k} = e\sin\eta_8$, где

$$e = (D_{\text{фр}} - d_1)/2 = [D_{\text{фр}} - (d - 2h)]/2; \qquad (1)$$

$d_1 = d - 2h$ — внутренний диаметр резьбы; $h = 0{,}866P$ — высота резьбового профиля; P — шаг резьбы.

Из $\Delta 8'8_0k$ имеем:

$$\sin\chi = \frac{\overline{8_0k}}{D_{\text{фр}}/2} = \frac{e\sin\eta_8}{D_{\text{фр}}/2};$$

$$\overline{k8}' = \cos\left[\arcsin\left(\frac{e\sin\eta_8}{D_{\text{фр}}/2}\right)\right]\frac{D_{\text{фр}}}{2};$$

$$\overline{58}' = y_{\text{в}8} = \overline{k8}' - (e\cos\eta_8 + d_1/2) =$$

$$= \cos\left[\arcsin\left(\frac{e\sin\eta_8}{D_{\text{фр}}/2}\right)\right]\frac{D_{\text{фр}}}{2} - (e\cos\eta_8 + d_1/2);$$

$$y_{\text{в}i} = \cos\left[\arcsin\left(\frac{e\sin|\eta_i|}{D_{\text{фр}}/2}\right)\right]\frac{D_{\text{фр}}}{2} - (e\cos|\eta_i| + d_1/2). \qquad (2)$$

Проекцию траектории движения вершины зуба инструмента с учетом выражений (1) и (2) описывает система уравнений:

$$\begin{cases} y_{\text{в}i} = \cos\left[\arcsin\left(\dfrac{\sin|\eta_i|[D_{\text{фр}} - (d - 1{,}732P)]}{D_{\text{фр}}}\right)\right]\dfrac{D_{\text{фр}}}{2} - \\ \quad - \cos|\eta_i|\left[\dfrac{D_{\text{фр}} - (d - 1{,}732P)}{2}\right] - \dfrac{d - 1{,}732P}{2}; \\ z_{\text{в}i} = \dfrac{\eta_i}{2\pi}P, \end{cases} \qquad (3)$$

где η_i — параметр, зависящий от угла между сечением *А—А* и *i*-м положением инструмента.

Теоретический профиль резьбы в системе координат $Y_\text{в}Z_\text{в}$ определяется системой уравнений:

$$\begin{cases} y_{\text{р}i} = \dfrac{\eta_i P}{2\pi\operatorname{tg}\dfrac{\pi}{6}}; \\ z_{\text{р}i} = \dfrac{\eta_i}{2\pi}P; \\ \eta_i \in [-\pi;\ \pi]. \end{cases} \qquad (4)$$

Геометрическую погрешность $\Delta\rho$ профиля резьбы определяет формула

$$\Delta\rho_i = y_{\text{р}i} - y_{\text{в}i}. \qquad (5)$$

Подставив значения координат из системы уравнений (3) и (4) в выражение (5), получим:

$$\Delta\rho_i = \frac{\eta_i P}{2\pi\operatorname{tg}\frac{\pi}{6}} - \cos\left[\arcsin\left(\frac{\sin|\eta_i|[D_{\text{фр}} - (d - 1{,}732P)]}{D_{\text{фр}}}\right)\right]\frac{D_{\text{фр}}}{2} + \cos|\eta_i|\left[\frac{D_{\text{фр}} - (d - 1{,}732P)}{2}\right] + \frac{d - 1{,}732P}{2}. \qquad (6)$$

Практическое значение имеет функция при положительных значениях $\Delta\rho$.

Найдем значение угла η_{max}, при котором геометрическая погрешность $\Delta\rho$ профиля резьбы имеет максимальное значение. Из выражения (6) получим:

$$\frac{d\Delta\rho(\eta)}{d\eta} = \frac{P}{2\pi tg\frac{\pi}{6}} + \frac{\sin\eta\cos\eta[D_{фр}-(d-1{,}732P)]^2}{2D_{фр}\sqrt{1-\frac{\sin\eta[D_{фр}-(d-1{,}732P)]^2}{D_{фр}^2}}} - \sin\eta\left[\frac{D_{фр}-(d-1{,}732P)}{2}\right] = 0. \quad (7)$$

Решив уравнение (7), находим значение угла η_{max}, подставив которое в выражение (6), получим $\Delta\rho_{max}$.

Для подтверждения правильности результатов при теоретическом исследовании проведены эксперименты по определению погрешности профиля резьбы при охватывающем резьбофрезеровании.

Разработана технология и изготовлен экспериментальный образец охватывающей однозубой фрезы ∅32 мм (рис. 5 и 6), материал режущей части — сталь ХВГ, материал хвостовой части — сталь 40Х, хвостовик — конус Морзе 3. Параметры инструмента: обрабатываемые резьбы — до М32; шаг — до 6 мм, длина обрабатываемого резьбового участка — до 20 мм. Для исключения сопутствующих погрешностей инструмент изготовлен однозубым с передним углом $\gamma = 0$.

Экспериментальное определение погрешности $\Delta\rho_{max}$ профиля наружной резьбы проводилось в зависимости от шага P (при d = const) и от номинального диаметра d резьбы (при P = const). Обрабатывали резьбы следующих типоразмеров: при изменении шага — М27×1; М27×1,5; М27×2; М27×3; при изменении диаметра — М12×1,5; М18×1,5; М22×1,5; М27×1,5.

В качестве заготовки для обработки наружного резьбового профиля был выбран пруток ∅30 мм из алюминиевого сплава Д16, что обусловлено минимизацией износа острозаточенной вершины зуба резьбовой фрезы и силы резания при резьбофрезеровании для уменьшения упругих деформаций инструмента. Из-за необходимости точного расположения центра заготовки относительно центра вращения фрезы было решено обработку наружного диаметра резьбы и резьбофрезерование осуществлять за один установ. Все фрезерные работы выполняли на трехкоординатном фрезерном станке Dugard Eagle 850 с ЧПУ. Режимы резьбофрезерования: скорость резания v = 20 м/мин; частота вращения шпинделя n = 200 мин$^{-1}$; подача f_z = 0,05 мм/зуб.; фрезерование — попутное; СОТС — 5 %-й раствор эмульсола.

Образцы резьбового профиля в осевом сечении представляли собой пластины толщиной 2 мм, вырезанные на электроэрозионном станке Fanuc Robocut α-1iD.

Математическую модель (6) разрабатывали при идеально острой вершине зуба резьбообразующей части инструмента (на рис. 4 радиус скругления r = 0). Поэтому для адекватного сравнения результатов теоретических и экспериментальных исследований необходимо учесть влияние параметра r (рис. 7 и 8). Радиус скругления вершины зуба фрезы перед началом эксперимента составлял 6 мкм. Исследуем влияние радиуса скругления вершины зуба на геометрическую погрешность $\Delta\rho_r$ профиля наружной резьбы и суммарную погрешность Δ профиля резьбы, обработанного зубом данного радиуса.

На рис. 7 представлена схема для определения влияния радиуса r скругления вершины зуба инструмента на погрешность профиля наружной резь-

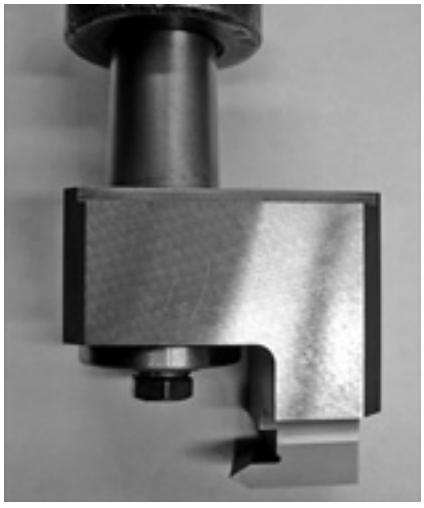


Рис. 5. Однозубая охватывающая резьбовая фреза

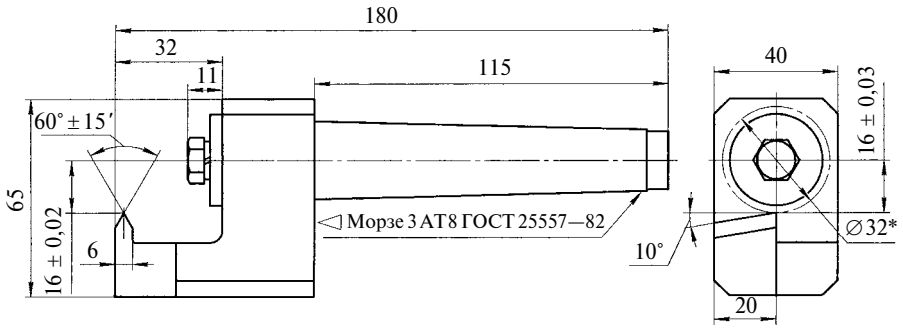


Рис. 6. Основные параметры однозубой охватывающей резьбовой фрезы

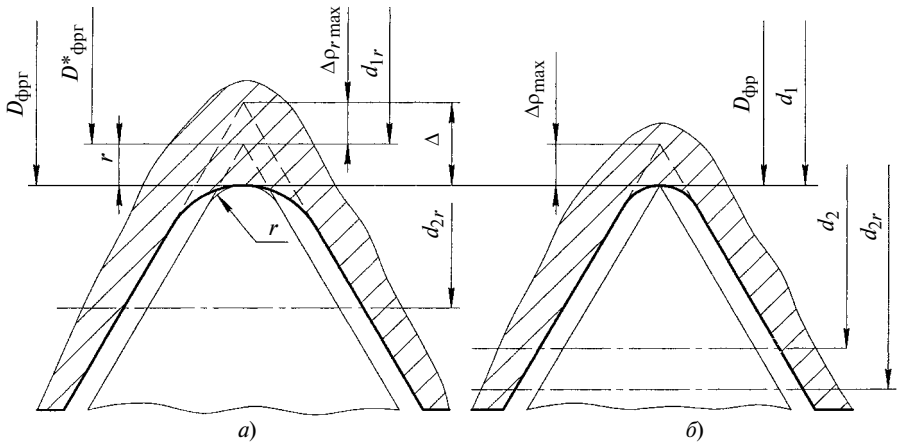


Рис. 7. Схема для определения влияния радиуса *r* скругления вершины зуба инструмента на погрешность $\Delta\rho_{r\max}$ профиля наружной резьбы

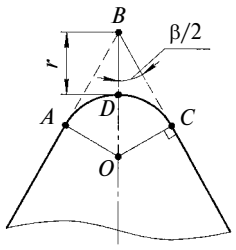


Рис. 8. Схема для оценки изменения относительной высоты вершины скругленного зуба резьбовой фрезы

бы. При фрезеровании зубом с $r \neq 0$ (см. рис. 7, *а*) суммарная погрешность Δ профиля резьбы определяется формулой

$$\Delta = r + \Delta\rho_{r\max}. \qquad (8)$$

При фрезеровании резьбы фрезой с $r = 0$ (рис. 7, *б*) погрешность Δ профиля соответствует погрешности $\Delta\rho_{\max}$, рассчитанной ранее.

Из рис. 8 получим: $(BD + DO)\sin\frac{\beta}{2} = OC$ или $(BD + r)\sin 30 = r$, тогда $BD = r$ — первая составляющая погрешности Δ.

Таким образом, применяя разработанную схему расчета (см. рис. 4), получим: при $r \neq 0$ осуществляется обработка теоретически острым профилем зуба инструмента ($r = 0$) резьбы с внутренним диаметром $d_{1r} = d_1 - 2r$.

Вторая составляющая погрешности Δ — геометрическая погрешность $\Delta\rho_{r\max}$ обработки наружной резьбы с внутренним диаметром d_{1r} резьбовой фрезой с идеально острой вершиной и диаметром $D^*_{фрr} = D_{фрr} - 2r$, где $D_{фрr}$ — действительный диаметр резьбовой фрезы, у которой $r \neq 0$ (см. рис. 7). Таким образом, с учетом $d_{1r} = d_1 - 2r$, получим:

$$\Delta\rho_{r\max} = \frac{\eta_{\max} P}{2\pi \operatorname{tg}\frac{\pi}{6}} -$$

$$- \cos\left[\arcsin\left(\frac{\sin|\eta_{\max}|[(D_{фрr} - 2r) - (d - 1{,}732P - 2r)]}{D_{фрr} - 2r}\right)\right] \times$$

$$\times \frac{D_{фрr} - 2r}{2} +$$

$$+ \cos|\eta_{\max}|\left[\frac{(D_{фрr} - 2r) - (d - 1{,}732P - 2r)}{2}\right] +$$

$$+ \frac{d - 1{,}732P - 2r}{2}. \qquad (9)$$

С учетом выражений (8) и (9) получим:

$$\Delta = r + \frac{\eta_{\max} P}{2\pi \operatorname{tg}\frac{\pi}{6}} -$$

$$- \cos\left[\arcsin\left(\frac{\sin|\eta_{\max}|[(D_{фрr} - 2r) - (d - 1{,}732P - 2r)]}{D_{фрr} - 2r}\right)\right] \times$$

$$\times \frac{D_{фрr} - 2r}{2} +$$

$$\cos|\eta_{\max}|\left[\frac{(D_{фрr} - 2r) - (d - 1{,}732P - 2r)}{2}\right] +$$

$$+ \frac{d - 1{,}732P - 2r}{2}.$$

Погрешность Δ профиля наружной резьбы измеряли с помощью микроскопа УИМ-23, определяя расстояние между касательной к впадине профиля резьбы и точкой пересечения визирных линий при совмещении их с боковыми сторонами профиля резьбы согласно схеме, представленной на рис. 7, *а*.

Для каждого типоразмера резьбы измерения проводили на трех образцах, содержавших по одному резьбовому профилю.

Сравнение результатов, полученных при теоретических и экспериментальных исследованиях, представлены на рис. 9 и 10.

Таким образом, разработана модель расчета геометрической погрешности профиля наружной резьбы при охватывающем резьбофрезеровании, правильность которой подтверждена экспериментальными исследованиями. При охватывающем резьбофрезеровании средний диаметр полученной резьбы меньше теоретического на удвоенную величину геометрической погрешности $\Delta\rho_{r\max}$ профиля резьбы.

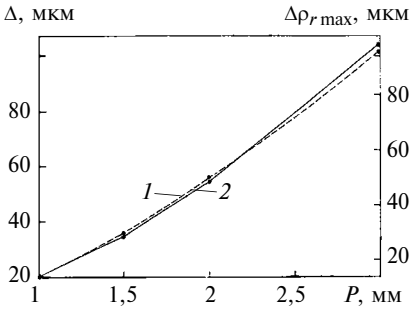


Рис. 9. Теоретическая (*1*) и экспериментальная (*2*) зависимости погрешности Δ профиля наружной резьбы и погрешности $\Delta\rho_{r\max}$ профиля наружной резьбы от шага *P* ($D_{фрr}$ = 32 мм, *d* = 27 мм)

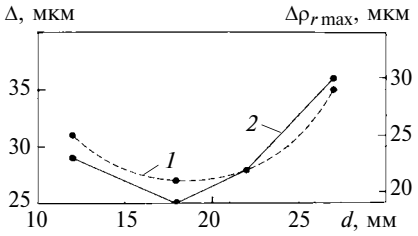


Рис. 10. Теоретическая (*1*) и экспериментальная (*2*) зависимости погрешности Δ профиля наружной резьбы и погрешности $\Delta\rho_{r\max}$ профиля наружной резьбы от диаметра *d* ($D_{фрr}$ = 32 мм, *P* = 1,5 мм)

Исследование модели геометрической погрешности $\Delta\rho_{r\max}$ и суммарной погрешности Δ профиля наружной резьбы показало, что их значения монотонно возрастают с увеличением шага *P* нарезаемой резьбы (см. рис. 9), так как с увеличением шага увеличивается угол подъема резьбы, а следовательно, увеличивается подрез профиля.

Зависимость изменения геометрической погрешности $\Delta\rho_{r\max}$ и суммарной погрешности Δ профиля от номинального диаметра *d* наружной резьбы (см. рис. 10) носит экстремальный характер, что может быть связано с изменением угла контакта инструмента и нарезаемой резьбы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Мальков О. В., Литвиненко А. В.** Выбор наружного диаметра резьбовой части сверлорезьбофрезы // Вестник МГТУ. 1997. № 3. С. 78—84.

2. **Мальков О. В., Головко И. М.** Исследование точности резьбы при охватывающем резьбофрезеровании // Наука и образование. Инженерное образование. 2009. № 5. http://technomag.edu.ru /doc/125657.html.

УДК 621.9.015

А. М. АРЗУМАНЯН, канд. техн. наук (Гюмрийский филиал Государственного инженерного университета Армении), e-mail: arzal@yandex.ru

Комплексное исследование тонколезвийной обработки цветных металлов и сплавов режущими пластинами из синтетического корунда

Исследованы особенности применения режущих пластин из синтекора и возможность управления режимами резания. Доказано повышение износостойкости режущих пластин при их фотоупрочнении.

Ключевые слова: цветной металл, синтетический корунд, прочность, изнашивание, шероховатость поверхности, оптимизация.

The application features of the synthecor cutting plates and control possibility of cutting conditions are investigated. It was shown that the photo-strengthening enhances the wear resistant of cutting plates.

Keywords: non-ferrous metal, synthetic corundum, strength, wear, surface roughness, optimization.

Научно-технический прогресс в машиностроении и приборостроении диктует необходимость непрерывного повышения технико-экономических показателей проектируемых машин и оборудования, при создании которых все больше используются цветные металлы и сплавы на основе меди, алюминия, титана, ниобия и пр. Это требует разработок новых технологий и повышения качества продукции, что обусловливает применение более дешевого инструмента и оптимизацию режимов обработки, в частности при обработке металлов резанием.

Наиболее распространенным видом обработки является абразивное шлифование. Однако данная обработка непригодна для деталей из цветных металлов и сплавов, так как при этом имеет место интенсивное засаливание абразивного инструмента. Для машин и механизмов с большим числом деталей из цветных материалов и сплавов эта проблема становится особенно актуальной. При изготовлении таких деталей приходится применять тонколезвийное резание, требующее дорогостоящих резцов из природных и искусственных алмазов. Из-за высокой стоимости самого инструмента и его переточки тонколезвийная обработка применяется в основном при изготовлении высокоточных деталей техники специального назначения.

Исследователи А. С. Верещак, И. И. Капелевич, А. Ю. Кононович, Д. М. Летун, В. А. Николаев, Фукуи Ясуо, Кондо Сэйдзо, Г. К. Маркарян и др. [1] доказали возможность использования для тонколезвийной обработки деталей из цветных металлов и сплавов синтетического корунда (синтекор), рубина и других синтетических кристаллов, которые обеспечивают качество, близкое получаемому при алмазной обработке. Исследования показали, что несмотря на успехи, достигнутые в точении цветных сплавов резцами из синтекора, нет единства мнений в вопросах влияния режимов резания и геометрии резца на качество обработанных поверхностей. Кроме того, недостаточно изучена стойкость резцов в зависимости от их геометрии, режимов резания, напряженного состояния кристаллов при разных режимах резания, ориентации относительно обрабатываемой поверхности. Поэтому актуальна разработка новых технологических принципов повышения износостойкости режущих инструментов из синтекора на основе нетрадиционных схем тонколезвийной обработки цветных металлов резцами из синтекора.

Исследования показали, что относительный износ режущих пластин зависит от напряженного состояния кристаллов [2]. Так, при тонком точении бронзы БрАЖ9-4 со скоростью $\upsilon = 140$ м/мин таким режущим материалом, как рубин "Роза", при напряженностях: $\sigma = 60$; 49; 12,6; 6 МПа относительный износ пластины соответственно составил: $h_{з1000} = 66$; 49; 29; $24 \cdot 10^{-5}$ мм/км. Анализ значений $h_{з1000}$ при тонком точении медных сплавов с диапазоном скоростей резания $\upsilon = 90 \div 650$ м/мин показал, что при снижении напряженности режущих пластин относительный износ уменьшается в 1,5 раза. При обработке латуни ЛС59-1 относительный износ меньше, чем при точении бронзы БрАЖ9-4. При обработке дюралюминия Д1 и Д16 стойкость режущих пластин увеличивается при увеличении скорости резания до 260 м/мин и уменьшается при дальнейшем ее увеличении. При применении в качестве СОТС веретенного масла оптимальная скорость резания составляет около 250 м/мин, а керосина — 230 м/мин.

Результаты экспериментальных исследований показали, что при фрезеровании латуни ЛС59-1 и дюралюминия Д16 режущими пластинами из синтекора путь резания составил 215÷250 км при износе задней грани $h_з = 0{,}1$ мм и параметре шероховатости обработанной поверхности до $Ra = 0{,}63$ мкм. Анализ экспериментальных исследований позволил получить эмпирические зависимости стойкости режущих пластин из синтекора от скорости, подачи и глубины резания при обработке:

латуни ЛС59-1:

$$T = 38 \cdot 10^5 / \upsilon^{2,6} S^{1,13} t^{0,18};$$

бронзы БрАЖ9-4:

$$T = 1{,}2 \cdot 10^5 / \upsilon^{2,15} S^{1,4} t^{0,17}.$$

Установлено, что при тонкой обработке латуни ЛС59-1, бронз БрАЖ9-4 и БрОЦС 5-5-5 и дюралюминия Д1 и Д16 максимальная стойкость режущих пластин из синтекора наблюдается при $\upsilon = 100 \div 250$ м/мин; $S = 0{,}077 \div 0{,}02$ мм/зуб и $t = 0{,}01 \div 0{,}1$ мм. При обработке данных материалов имеет место адгезионное изнашивание, а при резании бронзы БрОЦС 5-5-5 и алюминиевых сплавов АЛ4 и АЛ9 еще и абразивное изнашивание. Также имеет место выкрашивание, особенно при форсированых режимах резания [3].

Для тонкого резания характерны условия, способствующие адгезионному изнашиванию, т. е. большие удельные давления, контактные температуры и образование в контакте с корундом квазизеркальных обработанных поверхностей, свободных от адсорбированных пленок, которые, как правило, присутствуют на поверхностях металлов и сплавов. Интенсивность адгезионного изнашивания снижается с уменьшением скорости и подачи резания, внутренних напряжений в режущих кристаллах и с применением СОТС (при обработке алюминиевых сплавов). Увеличение температуры резания способствует возникновению дислокаций, которые перемещаются в результате ударов режущих инструментов и вибраций станка, вследствие чего повышается адгезия.

Доказано, что увеличение радиуса вершины режущей пластины способствует уменьшению износа по ее задней грани, а влияние на изнашивание передних и задних углов незначительно. Изменение вспомогательного заднего угла и угла наклона режущей кромки при обработке алюминиевых сплавов приводит к адгезионному изнашиванию. Исследованиями установлены параметры режущей части пластины: $\alpha = 6^\circ$, $\gamma = -6^\circ$, $\beta = 90^\circ$, $\alpha_1 = 6^\circ$, $\lambda = 6^\circ$, $\varphi = \varphi_1 = 45^\circ$, $r = 0{,}3 \div 0{,}6$ мм, $\rho = 0{,}3 \div 1{,}5$ мкм [4].

При обработке медных и алюминиевых сплавов режущими пластинами из синтекора наблюдается адгезионное изнашивание. Имеет место отрыв частиц корунда, который обусловлен непрерывным возникновением и разрушением адгезионных связей при скольжении одной поверхности по другой. При обработке алюминиевых сплавов иногда наблюдается вырывание частиц синтекора в точке отрыва стружки от передней поверхности. С повышением скорости резания и подачи интенсивность адгезионного изнашивания возрастает. При этом влияние подачи значительнее. Поэтому обработку целесообразно выполнять при высокой

скорости резания и малой подаче. Эффект схватывания снижается при применении таких СОТС, как веретенное масло, керосин, смесь скипидара (30 %) и керосина (70 %). Установлено, что отрывание частиц снижается при обработке бронз БрА5, БрАЖ9-4, БрОЦС 5-5-5, латуни ЛС59-1 и особенно дюралюминия Д16.

Таким образом, режущие пластины из синтекора в основном подвергаются адгезионному изнашиванию и выкрашиванию [5], при наличии в некоторых сплавах (Ал 9, БрОЦС 6-6-6) твердых смесей имеет место еще и абразивное изнашивание.

Для оценки работоспособности режущих пластин из синтетического корунда и использования их для тонкого торцевого фрезерования цветных металлов и сплавов их исследовали на износостойкость.

При обработке дюралюминия в качестве СОТС использовали керосин. Эксперименты показали, что при обработке медных и алюминиевых сплавов путь резания составил 220÷350 км при износе задней грани инструмента $h_з$ = 0,1 мм.

Режущие пластины из синтекора используют для финишной обработки, поэтому они должны обладать высокими износостойкостью и прочностью. Для повышения этих эксплуатационных показателей существуют различные методы. Для повышения износостойкости режущих пластин из синтекора их подвергали облучению светом (фотоупрочнение). В середине 70-х годов прошлого столетия в Институте физики твердого тела академиком Ю. А. Осипьяном [6] был обнаружен эффект влияния света на пластическую деформацию монокристаллов. При одноосном сжатии и облучении монокристалла видимым светом наблюдалось его упрочнение: механическое напряжение, требуемое для продолжения пластической деформации кристалла, резко возрастало до определенного значения, после которого наступало насыщение и для деформации кристалла требовалось уже большее напряжение.

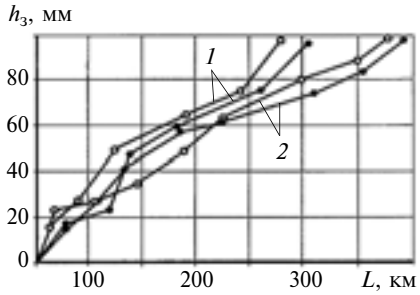


Рис. 1. Зависимости изменения высоты $h_з$ износа от пути L резания при обработке изделий из БрА5 (−○−) и БрОЦС 5-5-5 (−●−) с фотоупрочнением режущих пластин (*1*) и без него (*2*)

Можно предположить, что облученная видимым светом режущая пластинка из монокристалла корунда будет обладать большей стойкостью, чем необлученная. До настоящего времени эффект фотоупрочнения режущих пластин из монокристаллов корунда не исследовался.

Теоретически получена формула износа задней поверхности монокристаллической режущей пластины при тонком резании цветных металлов при освещении зоны резания:

$$\delta = mP_z/\alpha(\varphi)nb\sqrt{E}\,, \qquad (1)$$

где P_z — главная составляющая силы резания; m — работа, затрачиваемая на трение по задней поверхности режущей пластины; $\alpha(\varphi)$ — коэффициент, зависящий от угла отрыва; n — поправочный коэффициент, определяемый экспериментально; b — ширина износа; E — освещенность.

Из формулы (1) видно, что с увеличением освещенности E износ по задней поверхности режущей пластины уменьшается. Были проведены экспериментальные исследования по повышению износостойкости режущих пластин из синтекора (рубин "Роза", рубин Р-2, лейкосапфир) путем непрерывного их освещения в процессе тонкой обработки бронзы БрОЦС 5-5-5 и дюралюминия Д1 на режимах: v = 250 м/мин, S = 0,02 мм/зуб, t = 0,05 мм. Для торможения движения дислокаций в режущей пластине в зону резания с помощью кинопроекционной лампы мощностью 500 Вт направляли пучок света, интенсивность которого регулировали с помощью реостата (от 0 до 500 Вт).

Результаты экспериментальных исследований показали, что если при традиционной тонкой обработке цветных металлов режущими пластинами из синтекора и лейкосапфира путь резания составил 210÷250 км, то при освещении зоны резания при обработке дюралюминия Д1 режущими пластинами из синтекора путь резания составил ≈350 км, при обработке режущими пластинами из лейкосапфира — около 260 км. Аналогичный эффект наблюдается и при тонкой обработке бронзы БрОЦС 5-5-5. Известно, что такие показатели обеспечивают только алмазные режущие пластины.

На рис. 1 представлены зависимости изменения параметра $h_з$ от пути L резания (в качестве критерия износа по задней грани режущей пластины принято $h_з$ = 0,1 мм, что соответствует шероховатости поверхности Ra = 0,63 мкм). Установлено, что стойкость режущих пластин из цветных синтекоров выше стойкости пластин из бесцветных синтекоров, что обусловлено большей поглощающей способностью цветных кристаллов. С учетом этого разработан способ повышения износостойкости режущих пластин из бесцветного синтекора — нанесение на облучаемые поверхности покрытия соответствующего цвета.

Прочность режущих пластин из синтекора исследовали методом, основанным на определении предельной подачи при несвободном резании, т. е. до образования сколов на режущем лезвии инструмента. При опреде-

ленной подаче, так называемой экономичной, среднее время работы режущих пластин до поломки соответствует периоду стойкости инструмента при обработке цветных металлов и сплавов.

Экспериментально получены значения предельных подач. С учетом того, что тонкое точение применяют для получения поверхности с наименьшей шероховатостью, обработку режущими пластинами из синтетического корунда осуществляли при меньшей подаче, чем ее значение, полученное расчетным путем.

Адгезионное изнашивание при тонкой обработке обусловлено высокими удельными давлениями и температурами, образованием на цветных металлах в зоне контакта с корундом поверхностей, свободных от адсорбированных пленок. При увеличении скорости резания до определенных значений высота микронеровностей во всех случаях снижается (в диапазоне малых скоростей резания интенсивность снижения существеннее). Дальнейшее увеличение скорости резания к значительным изменениям параметра *Ra* шероховатости обработанных поверхностей не приводит.

Для оптимизации режимов резания при тонкой обработке цветных металлов также был введен критерий оптимальности. Оптимальные режимы резания можно найти по максимуму функционала [7]:

$$J_n = \int_0^T \frac{\upsilon(\tau)S(\tau)t(\tau)\tau_{см}}{(\tau + \tau_{см})}\,d\tau,$$

где T — период стойкости инструмента; $\tau_{см}$ — время смены.

Режим резания определяют составляющие P_z и P_y силы резания. С повышением скорости резания для всех сочетаний, контактирующих при резании материалов, они снижаются, а с повышением подачи, как правило, возрастают.

При фрезеровании медных сплавов при увеличении глубины резания от 0,01 до 0,05 мм шероховатость обработанной поверхности снижается, но при дальнейшем увеличении глубины резания остается неизменной. Для алюминиевых сплавов и меди М3 оптимальная глубина резания 0,07÷0,15 мм, для медных сплавов — 0,005÷0, 15 мм, оптимальная скорость резания для медных сплавов υ = 250÷500 м/мин, для алюминиевых сплавов — υ = 350÷600 м/ми. Наилучшая шероховатость поверхности обеспечивается при подачах S = = 0,007÷0,022 мм/зуб для всех испытуемых материалов. В таблице приведены значения оптимальных параметров обработки цветных металлов режущими пластинами из рубина "Роза" и лейкосапфира.

Установлены эмпирические зависимости составляющих сил резания и параметра *Ra* шероховатости обработанной поверхности:

$$P_z = \frac{0{,}083\gamma^{0,60}\lambda^{0,57}r^{0,19}}{\varphi^{0,21}};$$

$$P_y = \frac{0{,}0015\gamma^{0,45}\lambda^{0,85}r^{0,14}}{\varphi^{0,16}};$$

$$Ra = \frac{0{,}651\lambda^{0,43}}{\gamma^{0,41}\varphi^{0,18}r^{0,09}},$$

где $\gamma = (90 + \gamma)$.

Рассматривалась задача управления стойкостью режущих пластин из синтекора путем изменения скорости, глубины, подачи резания и времени обработки на примере прерывистой обработки цветных металлов и сплавов по методике С. В. Грубого [8]. Зависимость изменения стойкости режущей пластины от режимов резания можно представить как $\tau = Cv^xS^yt^z$.

Используя принцип независимости влияния данных параметров на процесс резания, получим:

$$\tau = C_1\upsilon^{x_1}, \quad \ln\tau = \ln c_1 + x_1\ln\upsilon,$$
$$\ln\upsilon = (\ln\tau - \ln c_1)/y_1,$$
$$\upsilon = \exp[(\ln\tau - \ln c_1)/x_1];$$

$$\tau = C_2S^{y_1}, \quad \ln\tau = \ln c_2 + y_1\ln S,$$
$$\ln S = (\ln\tau - \ln c_2)/y_1,$$
$$S = \exp[(\ln\tau - \ln c_2)/y_1];$$

$$\tau = C_3t^{z_1}, \quad \ln\tau = \ln c_3 + z_1\ln t,$$
$$\ln t = (\ln\tau - \ln c_3)/z_1,$$
$$t = \exp[(\ln\tau - \ln c_3)/z_1].$$

Зависимость изменения параметра шероховатости от режимов резания имеет вид: $Ra = Cv^xS^yt^z$. Тогда

$$Ra = C\exp\left(\ln\frac{\tau}{c_1}/x_1\right)^x \times$$
$$\times \exp\left(\ln\frac{\tau}{c_2}/y_1\right)^y \exp\left(\ln\frac{\tau}{c_3}/z_1\right)^z,$$

где x_1, y_1 и z_1 — показатели степеней соответственно при υ, S и t.

Обрабатываемый материал	Режим резания			Параметры инструмента				*Ra* обработанной поверхности, мкм
	υ, м/мин	S, мм/зуб	t, мм	γ°	λ°	r, мм	φ°	
Д16	274/288	0,007/0,022	0,06/0,06	–4 ÷ –6 / –5 ÷ –7	4 ÷ 6 / 5 ÷ 7	0,4/0,5	45	0,139/0,159
ЛС59-1	253/257		0,05/0,06	–5 ÷ –7 / –6 ÷ –9	5 ÷ 7 / 3 ÷ 4	0,6/0,4		0,119/0,134
БрАЖ9-4	227/215		0,11/0,09	–7 ÷ –9 / –4 ÷ –7	6 ÷ 8 / 6 ÷ 8	0,5/0,6		0,139/0,126
М3	284/273		0,11/0,09	–3 ÷ –5 / –4 ÷ –5	7 ÷ 9 / 7 ÷ 9	0,5/0,5		0,155/0,184

Примечание. В знаменателе приведены значения для режущих пластин из рубина "Роза", в числителе — из лейкосапфира.

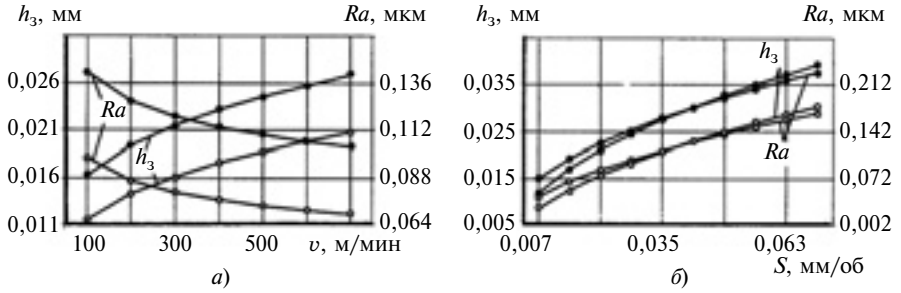


Рис. 2. Зависимости изменения высоты $h_з$ износа режущих пластин и параметра шероховатости *Ra* обработанной поверхности от скорости υ резания (при S = 0,02 мм/об) (*а*) и подачи S (при υ = 250 м/мин) (*б*) при обработке изделий из Д16 (−○−) и ЛС 59-1 (−●−) (t = 0,06 мм)

Следовательно, скорость изменения *Ra* можно представить как первую производную по времени:

$$\frac{\mathrm{d}Ra}{\mathrm{d}\tau} = \frac{Ra}{\tau}\left(\frac{x}{x_1} + \frac{y}{y_1} + \frac{z}{z_1}\right).$$

Таким образом, получена задача нелинейного программирования, для решения которой использован метод движения с постоянным шагом из точки минимума целевого функционала в направлении антиградиента относительно функции соответствующего технологического ограничения до точки пересечения с линией предельного уровня.

Анализ целевых функционалов, минимизирующих по точкам управления штучное время, энергозатраты и шероховатость обработанной поверхности, позволил установить близкую эффективность по себестоимости и производительности обработки рассмотренных целевых функционалов за исключением минимизации шероховатости поверхности. Для подтверждения обобщающего характера методов управления режимными параметрами поставлены и решены также задачи стабилизации скорости изнашивания инструмента и оптимизации режимных параметров со стабилизацией температуры резания при обработке ряда цветных металлов и сплавов.

Выявлено, что наибольшая эффективность при резании латуни ЛС59-1 и дюралюминия Д16 пластиной из синтекора достигается управлением режимными параметрами по целевому функционалу, минимизирующему переменные затраты по себестоимости обработки.

Управление режимными параметрами проверяли на характерных примерах тонкой прерывистой обработки цветных металлов и сплавов режущими пластинами из синтекоров. Рассматривая предложенный способ как автоматизированный метод независимого и последовательного расчета режимных параметров по каждому инструменту, устанавливали связь между обработанными поверхностями и износом по задней грани режущей пластины для различных вариантов управления (рис. 2). На решения накладывались ограничения по допустимым значениям (диапазон) режимных параметров и заданной шероховатости обрабатываемой поверхности.

Выводы

При тонком фрезеровании латуни ЛС59-1 относительный износ меньше, чем при точении бронзы БрАЖ9-4, что объясняется различием механических свойств обрабатываемых материалов. При фрезеровании дюралюминия Д1 и Д16 при $\upsilon \leqslant 260$ м/мин наблюдается увеличение стойкости режущих пластин.

При обработке медных и алюминиевых сплавов ЛС59-1, БрАЖ9-4, Д1 и Д16 режущие пластины подвергаются адгезионному изнашиванию, при фрезеровании БрОЦС 5-5-5 и Ал4 и Ал9 еще и абразивному. Использование СОТС приводит к снижению интенсивности адгезионного изнашивания при уменьшении скорости и подачи резания.

Износостойкость режущих пластин из синтекора увеличивается при применении СОТС и их фотоупрочнении.

Режущие пластины из синтекора в виде прямоугольного параллелепипеда отличаются высокими хрупкостью и пластической прочностью. Такая форма режущей пластины позволяет более рационально использовать исходное сырье и уменьшить расход алмазного инструмента при изготовлении и заточке. Хрупкость режущей пластины предопределяется кристаллографической ориентацией и способом торможения дислокаций внутри монокристаллической режущей пластины при фотоупрочнении.

Качество обработанной поверхности изделий из цветных металлов и сплавов алмазными и рубиновыми режущими пластинами практически одинаково, но пластины из синтекора дешевле.

Для снижения интенсивности наростообразования обработку алюминиевых сплавов режущими пластинами из синтекора при скоростях резания $\upsilon < 200$ м/мин целесообразно выполнять с применением СОТС.

Для определения скорости изменения шероховатости обработанной поверхности решается задача нелинейного программирования методом движения целевого функционала из точки минимума с постоянным шагом по направлению антиградиента относительно соответствующей технологической функции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Арзуманян А. М.** Особенности тонкого торцевого фрезерования рубиновыми режущими инструмента-

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658.511.001.63

Ф. Г. АМИРОВ, канд. техн. наук (Азербайджанский ТУ, г. Баку),
e-mail: fariz.67@mail.ru

Предпроектный анализ производства

Представлена методика предпроектного анализа, позволяющая определить вид, уровень автоматизации, систему технической подготовки и другие характеристики производства, на основании которых разрабатывается техническое задание.

Ключевые слова: производственный процесс, изделие, станочная система, техническая заявка, техническое задание.

A pre-project analysis technique is presented, which allows to determine the type, automation degree, the system of technical training and another production characteristics, on the basis of which the performance specification is developed.

Keywords: manufacturing process, product, machine tool system, technical application, performance specification.

При создании станочных систем предпроектный анализ производства — сложный и ответственный этап, от качества и достоверности которого в значительной степени зависит ход дальнейших работ и окончательный результат проектирования. Анализ должен объективно отражать организационно-технические предпосылки проектирования, определяемые номенклатурой изделий, трудоемкостью их изготовления и объемом выпуска, степенью специализации производства, видами технологических процессов и т. д. Так, изучение проектов автоматизированных станочных систем (АСС) показало, что примерно 20 % денежных затрат в ходе подготовки к их внедрению приходится на исследование и реорганизацию производства, что в конечном счете обеспечивает доход до 40 % [2]. На стадии комплексного предпроектного анализа рассматриваются вопросы, отражающие специфику данного производства, ведутся работы по следующим направлениям: выпускаемые изделия; технологическое оснащение; производственные процессы и организация производства; исходное экономическое состояние; реконструкции для данной станочной системы.

В ходе данных работ исследуются: выпускаемые изделия и технологические процессы; загрузка и использование оборудования, технологическая оснастка и режущий инструмент; организация производства, организация труда всех структур; уровень механизации и автоматизации производственных процессов; обеспечение рабочих мест заготовками, инструментом и приспособлениями; механизация и автоматизация погрузочно-разгрузочных и транспортно-складских работ; системы планирования и учета; документооборот; система технической подготовки производства, включая организацию разработок управляющих программ для ЧПУ.

Предпроектный анализ производства решает следующие задачи:

оценка технологических характеристик массива деталей;

формирование структуры программы выпуска деталей;

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 70)

ми: Дис. ... канд. техн. наук. Саратов. 1984. 163 с.

2. **Арзуманян А. М.** Механизм износа режущих пластин в параметроуправляемых процессах тонкой прерывистой обработки цветных металлов // Сб. докл. Всерос. науч.-техн. конф. "Механики XXI веку": Братск: ГОУ ВПО "БрГУ", 2008. С. 133—135.

3. **Арзуманян А. М., Хачатрян Г. Г.** Анализ износа режущих инструментов из синтетического корунда // Изв. НАН и ГИУА. Сер. "Технические науки". Т. XLXI. 1998. № 3. С. 272—276.

4. **Арзуманян А. М.** Закономерность износа в зависимости от геометрии режущего лезвия в параметроуправляемых процессах // Высокие технологии, фундаментальные и прикладные исследования, образование. СПб.: Политех. ун-т. Т. 12. 2008. С. 393—395.

5. **А. с. 1183303 СССР:** Режущая пластинка из синтетического корунда.

6. **Осипьян Ю. А. Петренко И. Б.** О природе фотопластического эффекта // ЖЭТФ. Т. 63. Вып. 5 (11). 1972. С. 1735—1743.

7. **Карытин А. М., Шапраев Н. К.** Оптимизация управления металлорежущими станками. М.: Машиностроение, 1974. 200 с.

8. **Грубый С. В.** Последовательное снижение погрешностей полиномальных моделей стойкости резцов // Изв. вузов. Машиностроение. 1986. № 2. С. 146—150.

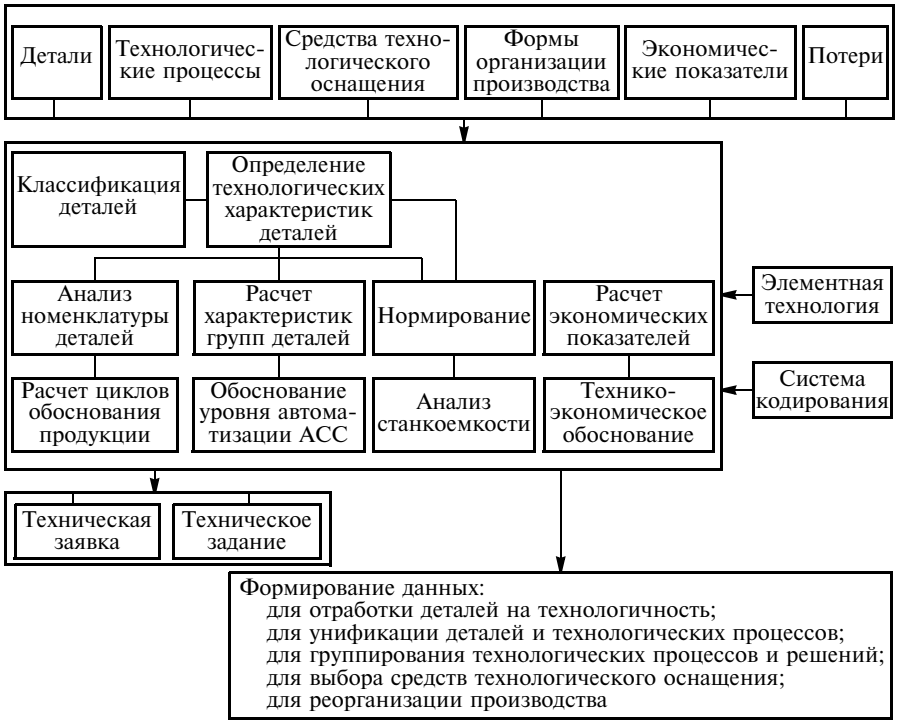


Рис. 1. Блок-схема предпроектного анализа производства

обоснование уровня автоматизации и выбор станочной системы;

разработка технической заявки и технического задания на проектирование станочной системы.

Блок-схема предпроектного анализа производства представлена на рис. 1.

Технологические характеристики массива деталей определяют построение технологических процессов их изготовления и выбор основного технологического оборудования и оснастки, т. е. к ним относятся конфигурация, размеры, материалы, объем выпуска, параметры качества деталей и др. На этапе предпроектного анализа эти данные позволяют систематизировать необходимые сведения, определить рациональность конструкций деталей, степень их применяемости, построить параметрические ряды, унифицировать детали и их элементы. Характеристики массива деталей должны отражать информацию о каждой детали или усредненные показатели по деталям-представителям, которые должны быть конструктивно и технологически подобны всему семейству деталей. Число K_v деталей-представителей целесообразно назначать в зависимости от номенклатуры ν по правилу выбора числа интервалов в прикладной статистике [1]:

$$K_\nu \leqslant 2\ln\nu.$$

В карту организационно-технологических характеристик детали (рис. 2) сводятся данные,

<table>
<tr><td colspan="2">Номер детали</td><td colspan="3">Кодовое обозначение</td><td colspan="3">Наименование</td><td colspan="3">Обозначение чертежа</td></tr>
<tr><td colspan="2">(1)</td><td colspan="3">(2)</td><td colspan="3">(3)</td><td colspan="3">(4)</td></tr>
<tr><td colspan="4">Габаритные размеры, мм</td><td>Масса, кг</td><td>Материал</td><td>Вид заготовки</td><td colspan="3" rowspan="3">Эскиз детали (12)</td></tr>
<tr><td>D</td><td>L</td><td>B</td><td>H</td><td rowspan="2">(9)</td><td rowspan="2">(10)</td><td rowspan="2">(11)</td></tr>
<tr><td>(5)</td><td>(6)</td><td>(7)</td><td>(8)</td></tr>
<tr><td colspan="4">Параметры точности</td><td colspan="4">Параметры шероховатости</td></tr>
<tr><td>$IT_{\min}$</td><td>$K'_т$</td><td>IT</td><td>$K_т$</td><td>$Ra_{\min}$</td><td>$K_ш$</td><td>Ra</td><td>$K_ш$</td></tr>
<tr><td>(13)</td><td>(14)</td><td>(15)</td><td>(16)</td><td>(17)</td><td>(18)</td><td>(19)</td><td>(20)</td></tr>
<tr><td colspan="10">Операции</td></tr>
<tr><td>Номер</td><td colspan="2">Наименование</td><td>T_{oi}</td><td>K_{T_o}</td><td>K</td><td>N</td><td>Наименование</td><td>T_{oi}</td><td>K_{T_o}</td><td>K</td></tr>
<tr><td>(21)
1
2</td><td colspan="2">(22)
Фрезерование</td><td>(23)</td><td>(24)</td><td>(25)</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr>
<tr><td colspan="2">Годовая программа, шт.</td><td colspan="2">Число переходов</td><td colspan="2">Средняя длительность переходов, мин</td><td>Станкоемкость одной детали, ч</td><td>Станкоемкость программы, ч</td><td colspan="2"></td></tr>
<tr><td colspan="2">(26)</td><td colspan="2">(27)</td><td colspan="2">(28)</td><td>(29)</td><td>(30)</td><td colspan="2"></td></tr>
</table>

Рис. 2. Карта организационно-технологических характеристик детали

включая сведения по отдельным переходам ее механической обработки, что необходимо для принятия обоснованных решений и формирования данных для следующих этапов проектирования.

Кодовое обозначение детали (графа 2) назначают по классификаторам ЕСКД и технологическому классификатору [2], согласно которым детали присваивается 20-й позиционный код. На эскизе детали (графа 12) отражают ее конструктивные особенности с указанием плоскостей, подлежащих обработке. Параметры точности и шероховатости задают для поверхностей с наименьшим полем допуска (графа 13, $IT_{\min}$) и наименьшей шероховатостью (графа 17, $Ra_{\min}$), а также для поверхностей, имеющих наибольшую удельную станкоемкость в общей структуре станкоемкости (графы 15 и 19, IT и Ra). Удельные станкоемкости для первого и второго значения определяются коэффициентами точности ($K_т$, $K'_т$) и шероховатости ($K_ш$) (графы 14, 16, 18 и 20):

$$K_т = \frac{\sum_i t_{oi}^{IT}}{\sum t_o};$$

$$K_ш = \frac{\sum_j t_{oj}^{Ra}}{\sum t_o},$$

где t_{oi}^{IT} — основное время обработки первой поверхности с квалитетом IT; t_{oj}^{Ra} — основное время обработки j-й поверхности с шероховатостью Ra; Σt_o — суммарная станкоемкость обработки детали.

Графы 21—25 отражают структуру станкоемкости детали по составу и видам обработки (токарная, фрезерная, расточная и т. д.). Параметр T_{oi} (графа 23) определяет суммарное основное время по каждой обработке;

$K_{T_o} = \frac{T_{oi}}{\sum t_o}$ — удельную станкоемкость.

В графе 27 указывают общее число переходов, необходимое для обработки детали. Графы 28—30 заполняются ранее полученными данными.

При анализе номенклатуры деталей следует отражать статистические данные о размерных рядах, группах материалов, времени обработки каждым методом и т. д.

При формировании структуры программы выпуска определяют перспективный план, отражающий возможные изменения технологических характеристик деталей и объемов производства, что позволяет определить номенклатуру для обработки в проектируемой станочной системе. Для этого создают группы экспертов из ведущих специалистов, которые дают характеристики номенклатуры и объемов выпускаемой продукции с прогнозами сроков ее обновления на длительный период (от 2 до 6 лет). При этом цикл обновления необходимо рассчитывать в определенной последовательности.

Определим общую станкоемкость механообработки в конкретном j-м году: $T_j = \sum_l T_{lj}$, где l — индекс выпускаемой или предполагаемой детали.

К обновляемой продукции относится продукция, объем выпуска (станкоемкость), которой в $(j + 1)$-м году в сравнении с j-м годом не уменьшится, т. е. $\forall T_{lj} < T_{l(j+1)}$, $T_{ij} = T^*_{lj}$.

Последовательность чисел указывает относительную долю обновляемой продукции в сравнении с k-м годом:

$$\varepsilon_k = \frac{\sum_l T^*_{lk}}{\sum_l T_{lk}},$$

где $\varepsilon_k < 1$, ..., $\varepsilon_{n-1} < 1$, $\varepsilon_n \geqslant 1$.

Циклом обновления для k-го года называется разность $t_k = n - k + 1$, т. е. целое число лет, в течение которых произойдет полное обновление продукции относительно k-го года.

Как правило, информация о характере производства известна лишь на ограниченный период. Поэтому начиная с индекса $j = f + 1$ построить последовательность не удается, а начиная с индекса t_{f+1} нельзя рассчитать циклы обновления. Для количественной оценки цикла обновления продукции в условиях данного предприятия можно использовать среднее значение продолжительности цикла обновления:

$$t = \sum_{k=1}^{f} t_k / f. \qquad (1)$$

Создание новой станочной системы наиболее целесообразно, если за нормативный срок окупаемости (t) продукция обновится полностью по крайней мере один раз.

При обосновании формы организации производства с требуемым уровнем автоматизации необходимо особенно тщательно проанализировать все факторы, влияющие на технико-экономическую эффективность, с учетом того, что в целом при повышении уровня автоматизации рост объема производства имеет тенденцию к насыщению — скорость увеличения объема производства уменьшается с поднятием уровня оснащенности технологического процесса путем привлечения средств автоматизации и вычислительной техники. Для объективной оценки эффективности автоматизации можно использовать коэффициент роста производительности труда, отражающий связь показателей экономической эффективности с характеристиками технологического процесса [1]:

$$\lambda = \varphi \frac{\kappa + N(m+1)}{\kappa\sigma + N(m\delta\varphi + 1/\varepsilon)},$$

где φ — коэффициент роста производительности средств производства, отражающий, во сколько раз повышается производитель-

ность оборудования при внедрении новой техники; к — коэффициент технической вооруженности, характеризующий отношение единовременных затрат на средства производства к годовым затратам на трудовые ресурсы; N — календарное время эксплуатации техники (в годах); m — коэффициент энергоматериалоемкости живого труда, характеризующий отношение годовых текущих затрат овеществленного труда на инструмент, электроэнергию, вспомогательные материалы и ремонт к годовым затратам живого труда; σ — коэффициент изменения стоимости средств производства, т. е. отношение единовременных затрат на средства производства по новому варианту к аналогичным затратам по исходному; δ — коэффициент изменения текущих эксплуатационных затрат на единицу продукции; ε — коэффициент сокращения живого труда, показывающий, во сколько раз сокращается живой труд при втором варианте по сравнению с исходным.

Для обоснования уровня автоматизации в ЭНИМС [1, 3] разработана методика, основанная на расчете характеристик групп деталей, обрабатываемых в рамках общего технологического маршрута, суть которой заключается в следующем.

Организационная форма производства оценивается коэффициентом закрепления операции: $K_c = q/m$, где q — число выполняемых деталеопераций; m — число станков.

Коэффициент K_c позволяет ввести понятие индекса производства:

$$I = \ln K_c + 1. \qquad (2)$$

Значения K_c и I для различных типов производств приведены в табл. 1.

Индекс производства может являться интегральным показателем, так как он отражает и организационную форму производства, и относительную стоимость обработки. Последнее объясняется тем, что 80 % деталей металлообрабатывающей промышленности в мире выпускается в условиях мелкосерийного производства, продукция которого в среднем в 5 раз дороже продукции массового производства.

Таблица 1

Значения коэффициентов закрепления операций и индексов производств

Производство	K	I
Массовое	1÷3	1,0÷2,1
Крупносерийное	3÷5	2,1÷2,6
Среднесерийное	5÷20	2,6÷4,0
Мелкосерийное	20÷40	4,0÷4,7
Единичное	Более 40	Более 4,7

Конкретные условия производства описываются путем задания номенклатуры и усредненных характеристик групп деталей:

$$N = \sum_{j+1}^{n} N_j; \quad k = \frac{\sum_{j=1}^{n} k_j N_j}{N};$$

$$t = \frac{\sum_{j=1}^{n} t_j k_j N_j}{\sum_{j=1}^{n} k_j N_j}; \quad m = tkN/F, \qquad (3)$$

где n — номенклатура деталей; N — годовая программа выпуска j-й детали группы; k — число переходов, необходимых для обработки j-й детали; t — средняя продолжительность переходов; F — годовой фонд времени.

Так как число деталеопераций и их характер к моменту выбора уровня автоматизации станочной системы, как правило, неизвестны, то качественные характеристики целесообразно задавать группой показателей [их вывод на основании зависимостей (1) и (2) опущен]:

коэффициент резервирования:

$$\gamma = \ln \frac{K_c}{k} = \frac{k_{j\max} - k}{k}; \qquad (4)$$

фактор резервирования:

$$f_r = \frac{r}{r+1} = 1 - \frac{k}{k_{j\max}};$$
$$0 < f_r < 1 \qquad (5)$$

фактор объема производства:

$$f_v = \frac{\ln(F/Nt)}{\ln k}. \qquad (6)$$

Коэффициент r резервирования характеризует относительное отклонение предельного числа технологических переходов, выполняемых в станочной системе, от среднего числа переходов, а фактор f объема производства — изменение производительности в различных условиях производства (степень концентрации операций).

С учетом предположенных показателей индекс производства задается выражением

$$I = f_r/(1 - f_r) + f_v \ln k + 1. \qquad (7)$$

Виды станочных систем, соответствующих различным уровням автоматизации, их характеристики приведены в табл. 2.

Гибкость станочных систем и их производительность зависят от конструктивных особенностей встраиваемого оборудования, степени концентрации переходов по операциям и уровня автоматизации. Выражение (4) отображает

Таблица 2

Вид станочных систем и их характеристики

Уровень автоматизации	Вид станочной системы	Коэффициент резервирования r	Фактор резервирования f	Индекс производства I
I	Автоматическая линия	0	0	1
II	Гибкая автоматическая линия	0÷0,25	0÷0,2	1÷1,4
III	Гибкий автоматизированный участок	0,25÷1	0,2÷0,5	1,4÷2,6
IV	Участок из гибких производственных модулей	1÷2,5	0,5÷0,7	2,6÷5
V	Участок из отдельных станков с ЧПУ	Более 2,5	0,7÷1	Более 5

УДК 614.2:330.322.5

Ю. Г. ГЕРЦИК, канд. биолог. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: ygerzik@gmail.com

Роль контроля качества и инновационных проектов в повышении эффективности и конкурентоспособности медико-технических предприятий

Рассматриваются вопросы внедрения информационных систем планирования и менеджмента качества на предприятиях медико-технического профиля для повышения их эффективности и конкурентоспособности.

Ключевые слова: медико-технические предприятия, информационные системы, менеджмент качества, системы управления качеством.

The matters of implementation of the planning information systems and the quality management in the enterprises of medical-technical profile to enhance their efficiency and competitiveness are considered.

Keywords: medical-technical enterprises, information systems, quality management, the quality management systems.

В последние годы в России последовательно осуществляется комплекс мер, направленных на создание высокотехнологичных производств, в том числе в сфере здравоохранения. Это отражено в Программе укрепления здравоохранения и социального развития, утвержденной Президиумом Совета при Президенте РФ в рамках реализации приоритетных национальных проектов и получившей продолжение в Программе развития здравоохранения на 2011—2012 гг., включая решения следующих задач:

1) укрепление материально-технической базы медицинских учреждений;

2) внедрение современных информационных систем в здравоохранение;

3) внедрение стандартов и технических регламентов на медицинскую технику.

Укрепление материально-технической базы в сфере здравоохранения основывается как на внедрении продукции российских предприятий, так и на использовании зарубежных технологий и техники. Ужесточение борьбы за рынки сбыта обусловливают необходимость в международном торгово-производственном сотрудничестве и вступлении России в ВТО [1—9].

Одним из направлений повышения конкурентоспособности российских предприятий является внедрение современных методов управления и контроля качества выпускаемой продукции. Финансирование российских компаний в сфере научных исследований распределяется следующим образом: на исследования, разработку и производство новых продуктов 15÷16 %; на приобретение программных средств 2÷3 %, на приобретение оборудования 55÷62 %; на проектирование 7÷11 %, при этом затраты на маркетинговые исследования составляют по приблизительным оценкам от 0,6 до

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 75)

влияние факторов f_r и f_v на экономические показатели оборудования, а величина $\ln k$ характеризует сложность и комплексность его изготовления. По этим данным можно оценить и однородность групп деталей по габаритным размерам, массе, физическим характеристикам и показателям точности. Условие однородности в этом случае означает, что отношение разности между максимальной и средней продолжительностями переходов к средней продолжительности переходов не должно превышать

$$t_{j\max} \leqslant t(r + 1). \qquad (8)$$

Как показала практика использования данной методики, достоверность ее результатов зависит от числа запросов потребителей станков, т. е. создание станочных систем на базе оборудования ограниченного спроса нецелесообразно.

Для обоснования уровня автоматизации по выражениям (3)—(6) рассчитывают усредненные характеристики семейства деталей и проверяют условие (8) их однородности. По выражению (7) рассчитывают индекс производства, а по данным табл. 2 определяют его тип. Значение фактора резервирования позволяет выбрать вид станочной системы, соответствующий одному из пяти возможных уровней автоматизации.

Материалы предпроектного анализа представляются в виде технической заявки, которая состоит из заявки, пояснительной записки (аванпроекта) и приложений [4].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гудман С., Хидетниеми С.** Введение в разработку и анализ алгоритмов. М.: Мир, 1981. 368 с.

2. **Маламед Г. И.** Производительность и эффективность автоматических линий. Минск: Беларусь, 1972. 192 с.

3. **Горчев В. С.** Определение законов работы бункерных устройств в автоматических линиях. М.: ВЗМИ, 1978. С. 54—60.

4. **Дащенко А. И.** Автоматизация процессов в машиностроении. М.: Высшая школа, 1973. 456 с.

1,3 %. Низкими, в отличие от зарубежных конкурентов, остаются расходы на обучение и подготовку персонала (0,4÷0,6 %).

Медицинская промышленность является чрезвычайно перспективным направлением для многих российских предприятий. В Московском государственном национальном исследовательском университете техники и технологии им. Н. Э. Баумана разработана специалистами факультета "Биомедицинская техника" программа "Биомедицинская техника и технологии живых систем", которая направлена на решение таких задач, как подготовка и повышение квалификации специалистов в сфере управления и контроля качества на предприятиях медицинской промышленности. Ее внедрение позволит снизить дефицит кадров в этой области.

В работах [1—3, 10] показано, что важным фактором успешной работы предприятия любой отрасли является эффективное применение научно-обоснованных методов управления. Наиболее эффективным и экономически целесообразным считается стратегический метод управления, однако российским предприятиям далеко не всегда удается его реализация. Сегодня изменения на мировом рынке все чаще заставляют руководителей и владельцев предприятий отступать от намеченных стратегических планов в силу необходимости оперативного решения возникших проблем. Поэтому очевидна необходимость в разработках и внедрении систем управления, которые позволят адекватно реагировать на быстро меняющуюся конъюнктуру рынка и другие факторы, а также учитывать возможности и перспективы стратегического планирования и альтернативных вариантов. Особенно это важно в высокотехнологичном медико-техническом производстве [11, 12], где к вышеуказанным факторам добавляются социальные: больные пациенты, психологические и экологические аспекты [10, 13]. Имеющиеся проблемы решаются созданием механизмов управления на базе логистико-ориентированных систем на основе изучения окружающей среды для адаптации производственно-хозяйственной деятельности предприятия. При этом стратегическое планирование заменяется менеджментом, который определяется "как комплекс не только стратегических управленческих решений, ..., но и конкретных действий, обеспечивающих быстрое реагирование предприятия на изменение внешней инфраструктуры" [14]. Это подразумевает пересмотр целей и корректировку общего направления развития предприятия, что, в свою очередь, приводит к соответствующей переподготовке кадров. Появление незапланированных рыночных ситуаций требует проведения мероприятий, оценивающих риск возникновения нештатных, не учитываемых обычными стратегическими планами, процессов и явлений. В данном случае необходимо предусматривать контроль и управление рисками на предприятиях как при принятии стратегических, так и при оценке тактических и оперативных решений [15].

Одним из инструментов повышения качества производства являются СМК, требования к которым определяет серия международных стандартов ИСО 9000. СМК представляет собой систему управления качеством, интегрированную в общую систему менеджмента, которая контролирует, координирует и управляет всеми составляющими производства. Данные стандарты сегодня активно внедряются в производственную сферу в России. На их основе разрабатываются российские стандарты, которые или полностью соответствуют международным, или конкретизируются и дополняются пояснениями. Для медицинской техники действуют стандарты ИСО 13485:2010—01 [4, 5, 14].

Федеральным Агентством по техническому регулированию и метрологии утверждены национальные стандарты ГОСТ Р ИСО 9000—2008 "Системы менеджмента качества. Основные положения и словарь" и ГОСТ Р ИСО 9001—2008 "Системы менеджмента качества. Требования". Для создания, внедрения, эксплуатации, постоянного контроля, анализа, поддержания в рабочем состоянии и улучшения Системы менеджмента защиты информации разработан ИСО/МЭК 27001:2005.

Существует Система управления цепями поставок SCM (Supply Chain Management), предназначенная для автоматизации и управления всеми этапами снабжения предприятия и для контроля всего товародвижения на предприятии, а также Система управления производством MES (Manufacturing Execution Systems).

Серии международных стандартов ИСО 9000 соответствуют российские стандарты: ГОСТ Р ИСО 9000—2005 (ИСО 9000—2000) устанавливает основные положения систем менеджмента качества и устанавливает терминологию для систем менеджмента качества; ГОСТ Р ИСО 9001—2008 (ИСО 9001—2000) определяет требования к системам менеджмента качества в тех случаях, когда организация нуждается в демонстрации способности всегда поставлять продукцию, отвечающую требованиям потребителей и соответствующим обязательным требованиям; ГОСТ Р ИСО 9004—2009 (ИСО 9004—2000) содержит методические указания по достижению устойчивого успеха путем внедрения СМК, основная цель которой заключается в улучшении деятельности организации по удовлетворению всех требований потребителей; ГОСТ Р ИСО 19011—2003 (ИСО 190100—2002) содержит руководящие указания по управлению программами аудита, проведению внутренних или внешних аудитов систем менеджмента качества и/или систем экологического менеджмента, а также по компетентности и оценке аудиторов (экспертов).

В качестве примера внедрения СМК в медицинской промышленности рассмотрим работу ЗАО "Компания БАЛУМЕД", деятельность которой свя-

зана с производством инструментов и материалов для хирургии. Компания выпускает атравматические иглы с хирургическими нитями и шовные хирургические материалы, которые по ИСО 13485 относятся к стерильным медицинским изделиям. На них распространяются требования ГОСТ 26641—85 и ТУ 9432-001-57476610—2006. Иглы "Проксима" применяют в хирургии и нейрохирургии. Качество данного изделия зависит от ряда факторов: качества иглы и нити, места их соединения, качества стерилизации, упаковки, маркировки.

Политика данной компании по качеству согласуется с восемью основными принципами менеджмента качества, изложенными в стандартах ИСО 9000. Основной принцип — ориентация на потребителей: понимание их текущих и будущих потребностей. Выполнение их требований и стремление превзойти их ожидания декларируется и проводится в жизнь с момента организации компании. Относительно хирургических шовных материалов — использование комплектующих изделий лучших мировых производителей, применение современных технологий, средств производства и измерений. Значительное внимание уделяется анализу отраслевого рынка, сбору и систематизации информации о требованиях к продукции, которые находят отражение в нормативных документах предприятия. Однако при этом руководство компании понимает необходимость дальнейшей систематизации менеджмента качества, внедрения принципов процессного и системного подходов к менеджменту.

Рассмотрим организацию менеджмента качества в лабораторной медицине [15]. Представляется, что эффективность внедрения и использования СМК будут более значимы при дополнении ее блоком, отражающим бизнес-процессы в области организационно-экономической устойчивости и конкурентоспособности организации, используя категории и критерии, применяемые при оценке эффективности планирования и результативности деятельности производственных структур [1—3]. В лабораторном секторе здравоохранения ведущая роль в контроле качества возлагается на стандарт ИСО 15189. Сочетание данных требований с ИСО 9001 позволяет оптимизировать общие организационные процессы, что отражается на всей деятельности предприятия. Повышению качества исследований способствует выбор поставщиков, которые у себя уже внедрили ИСО.

Рассмотрим подходы к внедрению современных технологий для повышения эффективности производства и конкурентоспособности медицинских предприятий. Очевидно, что когда речь идет о таких социально-значимых объектах, как здравоохранение, уделяется особое внимание вопросам качества и автоматизации процессов обслуживания, учету регламентных работ по обеспечению контроля, наличия, списания и утилизации медицинской техники [7—9].

Первым шагом к созданию оптимальных систем управления может стать научно-практическая деятельность по разработке и внедрению программно-аппаратных средств для автоматизированного ведения реестра медицинской техники, в частности автоматизации процесса сбора, обработки, классификации и анализа данных о медицинской технике, состоящей на учете и применяемой в различных лечебно-профилактических учреждениях (ЛПУ). Объектами автоматизации в данном случае являются сами процессы: сбора, обработки, классификации и анализа данных о медицинской технике. В настоящее время только сбор информации о медицинской технике, без которого невозможно ее эффективное использование и техническое обслуживание, требует большого объема ручного труда. Кроме того, использование неквалифицированного персонала снижает достоверность полученных данных, а привлечение специалистов высокой квалификации ведет к значительному повышению затрат.

Данную проблему можно решить с помощью информационных технологий, в частности автоматизации и компьютеризации сбора данных. Реестр данных должен иметь высокую надежность для исключения критических ситуаций. Кроме того, реестр должен удовлетворять повышенным требованиям по безопасности и конфиденциальности в соответствии с требованиями стандартов ИСО. При этом остаются требования по эргономике и эстетике: должно обеспечиваться единство правил организации интерфейса с пользователем, выполнение типовой реакции системы на неверные действия пользователей, обеспечение типового порядка заполнения классифицируемых реквизитов с использованием электронных справочников, использование фиксированного перечня терминов и определений системы при организации диалога и формировании экранов. Интерфейс пользователя должен поддерживать режимы интенсивного ввода данных, максимально используя возможности функциональной клавиатуры и мыши с минимизацией ручных операций при работе с документом. Программное обеспечение должно также разрабатываться с учетом современных требований по эргономике и технической эстетике [4].

Первым этапом обследования объекта автоматизации может быть описание организационной структуры подразделений ЛПУ, использующих медицинскую технику, которую следует описать графически в виде диаграммы-дерева, отражающей состав и подчинение подразделений. На основе описания организационной структуры с администрацией ЛПУ согласовывается список обследуемых подразделений. К обследованию привлекаются подразделения, задействованные в сборе, обработке, классификации и анализе данных о медицинской технике: планово-экономический отдел; подразделения, осуществляющие эксплуатацию, техническое обслуживание и закупку медицинской

техники. Устанавливается иерархическая структура подразделений. Основным методом обследования может стать анкетирование, в частности руководителей структурных подразделений, о наличии и качестве медицинской техники. Заполненные анкеты первично обрабатываются системными аналитиками. Результат обработки — определение подсистем компонентов, параметров, терминов, функций, документов и других информационных объектов, присутствующих в системе и подлежащих автоматизации, т. е. структурированное описание предметной области. В результате анализа и систематизации строятся функциональные диаграммы бизнес-процессов и диаграммы потоков данных с использованием средств автоматизации проектирования, например, на основе CASE-технологий.

Технология дальнейшего сбора данных предусматривает получение информации от служб материального учета ЛПУ, из регистрационной и технической документации на медицинскую технику. Верификация собранной информации обеспечивается инвентаризацией с привлечением персонала, эксплуатирующего медицинскую технику и/или осуществляющего ее техническое обслуживание. Ввод данных в систему осуществляется лицом, ответственным за сбор сведений по подразделению ЛПУ, на основе документированных источников. Минимизация ручного ввода данных обеспечивается использованием электронных справочников и классификаторов, основными из которых являются номенклатурный классификатор видов медицинских изделий и справочник медицинских изделий, а также классификатор ОКПО и справочник расходных материалов. Система функционирует в локальной сети ЛПУ с разделением прав доступа пользователей по подразделениям.

Актуализация сведений о медицинской технике в учреждении осуществляется на основании документированной информации служб материального учета (постановка на учет, ввод в эксплуатацию, списание с учета и т. д.).

Консолидация сведений выполняется выгрузкой (копированием) данных из региональных подсистем регистра в центральное хранилище данных во временный (резервный) сегмент через процедуру аутентификации и контроль на право доступа для официально назначенных ответственных лиц. Данные во временном сегменте проходят проверку целостности и непротиворечивости информации.

При наличии ошибок генерируется протокол проверки с указанием выявленных ошибок и отправляется на зарегистрированный электронный адрес лица, осуществляющего выгрузку данных региональной подсистемы регистра с установкой признака наличия ошибок во временном сегменте. В случае повторной передачи данных процедура проверки повторяется до отсутствия ошибок (автоматического снятия признака наличия ошибок) или подтверждения ответственным лицом за сбор данных по региону достоверности данных (снятия признака наличия ошибок вручную).

Загрузка из временного сегмента в центральное хранилище данных осуществляется автоматически при отсутствии признака наличия ошибок с отражением в протоколе даты и времени загрузки, сведений о числе ЛПУ и изделий в базе, а также лица, передавшего данные.

На уровне функциональных задач данные реестра медицинской техники консолидируются с данными Паспорта ЛПУ, позволяя проводить анализ оснащенности учреждений здравоохранения как по типам изделий, типа ЛПУ, так и по территориальным образованиям. Ведение реестра представляет собой два параллельных процесса: ведение справочников и классификаторов на федеральном уровне и ведение базы данных ЛПУ на уровне ЛПУ и регионов. При этом результаты первого процесса могут использоваться и во втором, но без права их изменения. Соответственно принимается комплекс мер, направленный на обеспечение информационной безопасности.

Предполагается, что компоненты системы будут работать в составе единой вычислительной сети, построенной по технологии Интернет/Интранет. В качестве основного средства связи между компонентами системы должна использоваться локальная вычислительная сеть, построенная по технологии Интернет. При проектировании и разработке системы следует закладывать современную основу для возможности дальнейшего развития и масштабирования.

Аппаратное обеспечение системы представляет собой блоки энергоснабжения и хранения данных, комплекс активного сетевого оборудования, комплекс серверов для размещения функционального программного обеспечения и СУБД, а также оборудование автоматизации обслуживания системы. Программное обеспечение системы должно представлять собой программный комплекс, пригодный для выполнения поставленных задач. Ядро такого комплекса можно строить на базе операционной системы Windows и промышленной СУБД MS-SQL. В качестве клиентов планируется применять web-браузеры, которые позволяют минимизировать затраты на разработку и поддержку отдельного клиентского программного обеспечения. В случае необходимости возможно предоставление пользователям доступа к серверу по протоколу RDP (Remote Desktop Protocol).

Разработанная система должна обеспечивать сбор и анализ следующих показателей медицинской техники: наименование, вид; марка, модель; функциональное назначение; область применения; идентификационный код; код по номенклатурному классификатору Росздравнадзора для изделий медицинского назначения; номер регистрационного удостоверения (по государственному реестру медицинских изделий); наименование по регистра-

ционным документам; наименование организации-изготовителя; страна изготовитель; класс потенциального риска применения; номер сертификата качества (соответствия); заводской номер; год выпуска; нормативный срок службы; гарантийный срок эксплуатации; код по общероссийскому классификатору основных фондов (ОКОФ); код по товарной номенклатуре внешнеэкономической деятельности (ТНВЭД); код по общероссийскому классификатору промышленной и сельскохозяйственной продукции (ОКП); код по общероссийскому классификатору продукции по видам экономической деятельности (ОКПД); периодичность технического обслуживания и другие требования, отражающие возможность бесперебойного функционирования системы. При этом для определения факта и продолжительности функционирования, следует использовать специальные датчики потребления энергии с обеспечением съема и переноса получаемой с них информации в систему, что значительно повысит эффективность информационного обеспечения разработанной логистико-ориентированной системы для медико-технических организаций.

При проведении тендеров в сфере здравоохранения к участникам предъявляются в основном требования по техническим и функциональным параметрам реализации проектов и заявляемой ценовой составляющей [8, 9]. Однако не учитываются экономическая эффективность проектов, снижение рисков, возможность последующей реализации инвестиционных средств и результатов исполнителем проекта при низкой результативности или убыточности при реализации предложенных решений. Это следует учитывать уже на этапе составления конкурсной документации. Для этого используют методы оценки технико-экономической устойчивости и эффективности работы организаций, описанные в работах [1—3], в частности, анализ возможных распределений прогнозируемых временных интервалов (границ) жизненного цикла продукта (проекта) в ходе его реализации (существования) при внедрении информационных технологий.

В работе [2] отмечено, что реализации предприятием инновационной технологии в заданный период времени необходимо разработать или использовать имеющиеся экономико-математические методы, оценить возможность эффективного внедрения и использования данной технологии по критерию максимального эффекта. При оценке целесообразности (на этапе обсуждения и принятия инвестором решения о проведении конкурса) и возможности (на этапе принятия предприятием решения об участии в конкурсе) реализации инновационной идеи необходимо учитывать многофакторность критериев, влияющую на динамику создания, реализации и развития инновационного проекта. Критерии оценки эффективности (максимальный эффект) можно разделить на следующие группы:

1. Финансово-экономические (включая объемы реализации инновационного проекта) — отражают потенциальную оценку потребности в объекте инвестирования, взаимосвязаны с показателем конкурентоспособности предприятия. Сюда входят и показатели, отражающие затраты на НИОКР и капитальные вложения в основные фонды и оборотные средства: $НМ = З_{р.п}/К_{с.р}$, где $З_{р.п}$ — затраты на разработку проекта; $К_{с.р}$ — капитальные вложения в создание и реализацию инновационного проекта (в нашем случае — медицинской техники). Определение параметров для расчета критериев осуществляют экспертными методами, моделированием, ретроспективой, экстраполяцией.

2. Нормативные — требования стандартов, в частности ИСО и национальные стандарты, технические регламенты, юридические законодательные и правовые акты, в том числе в области экологии, на патентоспособность и информационную безопасность.

3. Ресурсные — определяют возможности реализации инновационного проекта, включают в себя научно-технические ресурсы (научный задел и кадры). Здесь же учитываются производственные ресурсы (мощности, площади и т. п.), технологические и финансовые ресурсы (на НИОКР, организацию снабженческо-производственного профиля), возможность использования дополнительных внешних источников финансирования.

4. Критерии соответствия факторам успеха — требования учета и анализа степени риска инновационного проекта, эффективности не только научно-технических достижений, но и маркетинговой деятельности, конкурентоспособности предприятия и т. д.

Анализ внедрения инновационных проектов на предприятиях медико-технического профиля показал, что важнейшим условием является использование систем менеджмента качества и совершенствование требований при формировании конкурсной документации инвесторами, а также заявок на реализацию проектов. Для этого необходимо применять логистико-ориентированные технико-экономические критерии и методики оценки эффективности использования инвестированных средств.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Стратегическое** управление организационно-экономической устойчивостью фирмы: логистико-ориентированное проектирование бизнеса / А. Д. Канчавели, А. А. Колобов, И. Н. Омельченко и др. Под ред. А. А. Колобова, И. Н. Омельченко. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. 600 с.

2. **Проектирование** интегрированных производственно-корпоративных структур: эффективность, организация, управление / С. Н. Анисимов, А. А. Колобов, И. Н. Омельченко и др. Под ред. А. А. Колобова, А. И. Орлова. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006. 728 с.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621.735.32:539.379.2:538.54

В. Я. ГЕРАСИМОВ, д-р техн. наук, О. В. ГЕРАСИМОВА, канд. техн. наук (Курганский ГУ, г. Курган), e-mail: rector@kgu.kurgan.ru

Влияние механических свойств углеродистой стали на упрочнение стержневых заготовок при высадке

Экспериментально установлено влияние механических свойств углеродистой стали на упрочняющий эффект при высадке стержневых заготовок.

Ключевые слова: углеродистая сталь, электрическое, сопротивление, электропроводность.

It was established experimentally the influence of mechanical properties of carbon steel on the reinforcement effect at extrusion of the rod-shaped billets.

Keywords: carbon steel, electric resistance, electric conductivity.

Высадка — одна из основных технологических операций холодной штамповки ступенчатых стержневых изделий (болты, винты, заклепки, шаровые пальцы и др.) из углеродистых сталей с разным содержанием углерода, отличающихся пластическими и прочностными свойствами (согласно ГОСТ Р 52627—2006 и рекомендаций работ [1, 2]).

Структурное состояние металла и изменение его механических и физических свойств при холодной деформационной обработке целесообразно оценивать как в ходе исследований, так и при эксплуатации. Это позволит выбрать нужную марку стали с учетом ее пластичности и вида изготовляемых крепежных изделий. В данной работе установлено влияние механических свойств стали на упрочняющий эффект при высадке стержневых заготовок. Механические испытания стержневых заготовок проводили по схеме ступенчатой высадки при изменении степени деформации $\varepsilon = \ln(h_0/H)$ в широком диапазоне, что позволило оценить накопление упрочняющего эффекта в деформированном металле и в зоне контакта заготовки с инструментом.

При высадке на стержневую заготовку *1*, защемленную в не-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 79)

3. **Новиков Д. А., Иващенко А. А.** Модели и методы организационного управления инновационным развитием фирмы. М.: ЛЕНАНД, 2006. 136 с.

4. **Материалы** открытого конкурса на право заключения государственного контракта на выполнение работ по разработке комплекса программных средств по ведению регистра медицинской техники. № 100429/001550/371.2010.

5. **Приоритетные** национальные проекты. www.rost.ru/projects/health.

6. **Стратегия** развития медицинской промышленности до 2020 г.: Программа и план реализации. www.minpromtorg.gov.ru/ministry/strategic/sectoral/14.

7. **Воложанина С. А., Орлов А. И.** Об одном подходе к оценке рисков для малых предприятий (на примере выполнения инновационных проектов в вузах) // Подготовка специалистов в области малого бизнеса в высшей школе: Сб. науч. стат. М.: Изд-во ООО "ЭЛИКС". 2001. С. 40—53.

8. **Орлов А. И.** Принятие решений. Теория и методы разработки управленческих решений. М.: ИКЦ "МарТ". 2005. 496 с.

9. **Проблемы** и перспективы технологического обновления российской экономики / Отв. ред.: В. В. Ивантер, Н. И. Комков. М.: МАКС Пресс. 2007.

10. **Герцик Ю. Г.** Инновационные проекты в сфере высоких медицинских технологий // Вестник института экономики РАН. 2008. № 4. С. 42—44.

11. **Омельченко И. Н., Герцик Ю. Г.** Эколого-экономические критерии выбора регионов для строительства Федеральных центров высоких медицинских технологий // Вестник машиностроения. 2007. № 4. С. 74—79.

12. **Герцик Ю. Г., Кайдалов С. А.** Переподготовка и повышение квалификации кадров как основа формирования экономической эффективности деятельности предприятий медико-технического профиля // Вестник Росздравнадзора. 2010. № 2. С. 20—22.

13. **Герцик Ю. Г.** Контроллинг как фактор управления рисками в проектном финансировании при реализации инвестиционных проектов в области здравоохранения // Контроллинг. 2009. № 2. С. 16—19.

8. **ГОСТ Р ИСО 9000—2001.** Система менеджмента качества. Основные положения и словарь. М.: Изд-во стандартов. 2003.

14. **ГОСТ Р ИСО 13485—2004.** Изделия медицинские. Системы менеджмента качества. Системные требования для целей регулирования. М.: Изд-во стандартов. 2004.

15. **Эммануэль А. В., Тарасенко О. А., Осипова О. Н.** Организация системы менеджмента качества в лабораторной медицине // Лаборатория 4. 2009. № 17. С. 21—24.

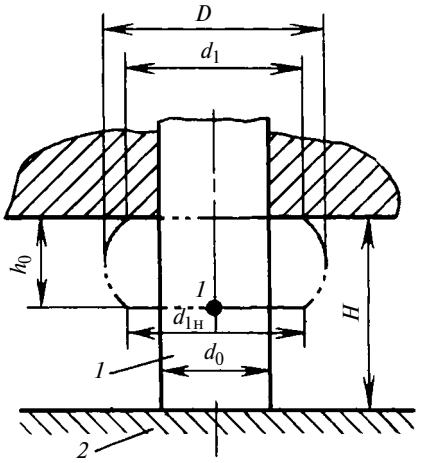


Рис. 1. Схема деформирования заготовки при высадке:
h_0 и H — высота соответственно исходной и деформированной заготовки; d_0, $d_{1н}$, $d_{1к}$ и D — диаметры заготовки соответственно до деформации, на контактных поверхностях и максимальный после деформации

подвижной матрице, действует плоский пуансон *2* (рис. 1). Сначала определяли удельное электрическое сопротивление $\rho = R/V$ деформационно упрочненного металла по величине электрического сопротивления R и его объему V. Для этого использовали схему двойного моста Томсона [3] и специальную электроизмерительную установку [2]. Правильный подбор параметров в схеме моста Томсона обеспечивает высокую точность определения электрического сопротивления R (до 0,0001 Ом) и удельного электрического сопротивления ρ (Ом/см^3).

Результаты интегральной оценки деформационного упрочнения металла (по всему объему) приведены в виде зависимостей на рис. 2. Установлено экстремальное изменение контролируемого параметра при минимальной степени деформации: для стали 20 порядка 0,6, для стали 45 — 0,7. Этим значениям соответствует равномерное упрочнение металла в деформируемом объеме при минимальных потерях энергии на дислокационных барьерах при прохождении через образец постоянного тока [2, 4].

Необходимо отметить высокую точность и эффективность метода удельного электрического сопротивления, для реализации которого требуются достаточно сложная электрическая схема и измерительная установка.

Для упрощения экспериментальной оценки упрочняющего эффекта при высадке стальных стержневых заготовок применяли метод неразрушающего контроля структурного состояния металла. Для контроля была выбрана локальная зона — точка *1* на продольной оси заготовки (см. рис. 1). Для измерений использовали генератор высокочастотных электромагнитных колебаний и малогабаритный индуктивный датчик с концентратором магнитного поля в виде ферритового сердечника [5]. Высокая частота (от 15 МГц и выше) и резонансный режим работы генератора обеспечивают высокую точность контроля. Результаты, полученные при оценке электропроводности деформированного и упрочненного металла, показаны на рис. 3.

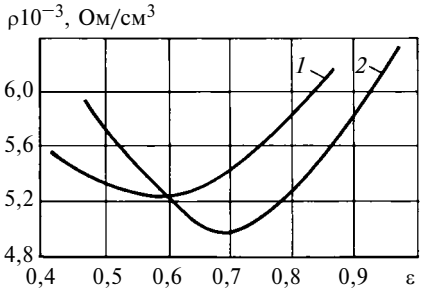


Рис. 2. Зависимости изменения удельного электрического сопротивления ρ металла от степени ε деформации при высадке заготовок из сталей 20 (*1*) и 45 (*2*)

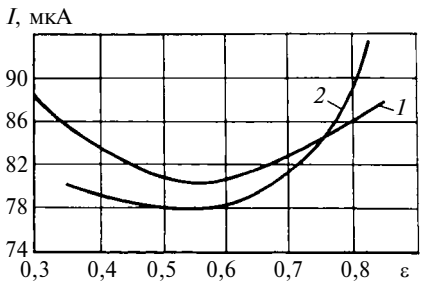


Рис. 3. Зависимости изменения электропроводности *J* металла от степени ε деформации при высадке заготовок из сталей 20 (*1*) и 45 (*2*)

Получено экстремальное значение силы тока при минимальном значении степени деформации сжатия (порядка 0,55), что соответствует графическим зависимостям на рис. 3. При деформировании более прочной стали 45 удельное электрическое сопротивление и электропроводность уменьшаются, что можно объяснить повышенной концентрацией дислокаций как в объеме деформированного металла, так и на контактной поверхности.

По полученным результатам можно сделать вывод о том, что применение металлофизических методов позволяет в полной мере оценить структурные изменения в деформируемом металле, а также возникновение и накопление упрочняющего эффекта.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Холодная** объемная штамповка: Справочник / Под ред. Г. А. Навроцкого. М.: Машиностроение, 1973. 496 с.

2. **Владимиров Ю. В., Герасимов В. Я.** Технологические основы холодной высадки стержневых крепежных изделий. М.: Машиностроение, 1984. 120 с.

3. **Лившиц Б. Г., Крапошин В. С., Линецкий Я. Л.** Физические свойства металлов и сплавов / Под ред. Б. Г. Лившица. М.: Металлургия, 1980. 320 с.

4. **Большанина М. А., Панин В. Е.** Скрытая энергия деформации // Исследования по физике твердого тела. М.: Изд-во АН СССР, 1957. С. 193—223.

5. **А. с. 1837222 СССР:** МКИ^5 G 01 N 27/90. Устройство для вихретокового контроля.

УДК 621.882

А. М. РУБИН, канд. техн. наук (г. Москва), e-mail: bone-1@mail.ru

Расчетно-экспериментальный метод оценки податливости витков резьбы

Приведена методика определения фактической податливости витков резьбовых соединений на основе совместного использования теоретических зависимостей и экспериментальных исследований на моделях соединений.

Ключевые слова: витки, податливость, распределение усилий, резьба.

A determination technique of actual compliance of coils of threaded joints through the sharing of the theoretical dependences and experimental data on the joint models is presented.

Keywords: coils, compliance, distribution of efforts, thread.

Оценка прочности резьбовых соединений предполагает решение задачи распределения усилий по виткам резьбы. В некоторых расчетных моделях условия распределения усилий устанавливают, используя понятия податливостей витков резьбы, тела болта и гайки. Оценка податливостей тел болта и гайки не вызывает особых затруднений, в то время как понятие *податливость витка* при использовании простейших моделей весьма условно. Оно предполагает некоторую интегральную оценку деформированного состояния витка в результате решения задачи контактного взаимодействия витков резьбы с учетом образования зазора в осевом направлении вследствие поперечного перемещения основания витка.

Простейшие модели, основанные на идеализированной (например дискретной) схеме, позволяют провести общий анализ работы соединения и объяснить влияние различных факторов на распределение нагрузки по виткам соединений. Однако трудно полностью учесть условия нагружения, реальную форму деталей, сложное напряженное состояние и характер контактного взаимодействия каждой пары витков болта и гайки [1]. Решение же контактной задачи для резьбовых соединений в точной постановке связано со значительными вычислительными трудностями [1, 2].

Другая причина, затрудняющая оценку податливости витков резьбы — технологическая: невозможно изготовить резьбовые детали идеально точно. Погрешности размеров среднего диаметра, шага и угла профиля резьбы в пределах допуска носят индивидуальный характер и приводят к существенным различиям значений и распределений сил по виткам резьбы. При этом проконтролировать распределение нагрузки на резьбовом участке соединения на основании экспериментальных измерений затруднительно [3].

Расчет контактных сил без учета зазоров технологического свойства не отражает действительную картину распределения нагрузки [3]. Его следует проводить различными способами в зависимости от направления «включения — выключения» витков резьбы, расположения и величины зазоров [4].

Приведем пример решения контактной задачи при известной податливости w витка. Рассмотрим расчетную модель с постоянными податливостями k участков соединения (по числу пар контактирующих витков).

Матрица системы линейных уравнений порядка $n = 2k$ имеет вид:

$$\mathbf{WX} = \Delta, \qquad (1)$$

где для трех пар витков ($k = 3$)

$$\mathbf{W} = \begin{vmatrix} -w & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & -w & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & -w & 0 & 0 & -1 \\ 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ w-d & -w & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & w-d & -w & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix}; \mathbf{X} = \begin{vmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4^{\delta} \\ X_5^{\delta} \\ X_6^{\delta} \end{vmatrix}; \Delta = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ P \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}.$$

Здесь w — совместное единичное перемещение контактирующих витков резьбы; d — суммарное единичное перемещение растяжения винта и сжатия гайки; $X_{i=1-k}$ — неизвестные контактные силы; X_{k+i}^{δ} — неизвестные смещения условной заделки; P — сила затяжки.

По оси соединения вводится условная заделка, которая на разных его участках имеет переменные значения.

В системе уравнений (1) первые три уравнения устанавливают значения условных смещений трех пар витков соответственно. Четвертое уравнение является уравнением равновесия и два последних устанавливают связь между первой и второй, а также второй и третьей парами витков соответственно.

Рассмотрим на конкретных примерах идеализированную конструкцию с постоянными (в целях простоты) податливостями элементов соединения. Исходными данными для $k = 3$ участков принимаем: $w = 1/10^5$ — совместное единичное перемещение контактирующих витков резьбы; $d = 0{,}5/10^5$ — суммарное единичное перемещение растяжения и сжатия тела винта и гайки; сила затяжки $P = 10$.

Ниже результаты расчета уравнений (1) представлены в виде транспонированной матрицы **X**:

$\mathbf{X}$ . . . . . 5,71 2,86 1,43 $0{,}571^{-4}$ $0{,}286^{-4}$ $0{,}143^{-4}$

Рассмотрим возможность решения этой задачи по данным экспериментальных измерений силы затяжки и смещений условной заделки на различных участках соединения в двух случаях:

1. Для проведения измерений в моделях соединения по оси болта просверливают центральное отверстие [1] и измеряют смещения витков $w_i X_i$. Вместе с тем в соответствии с первыми тремя уравнениями системы уравнений (1) устанавливают смещения условной заделки X^{δ}_{k+i}. Контактные усилия X_i, $i = 1 \div 3$ в соответствии с первыми тремя уравнениями системы (1) выражают через смещения условной заделки, элементы податливостей w_i, и затем подставляют в четвертую строку системы уравнений (1), т. е. в уравнение равновесия, и получают уравнение

$$P = \sum_{1}^{k} X^{\delta}_{k+i}/w_i. \qquad (2)$$

с одним неизвестным w. В предполагаемом диапазоне значений величины w вычисляют на ЭВМ соотношения $\sum_{1}^{k} X^{\delta}_{k+i}/w_i$ до достижения в соответствии с уравнением (2), равенства полученного результаты контрольной силе затяжки (в рассматриваемом случае $P = 10$).

2. При фиксированном значении силы P затяжки измеряют величину X^{δ}_{k+i}. В предполагаемом диапазоне изменений величины w проводят вычисления в цикле системы уравнений (1) до достижения равенства расчетных и экспериментальных смещений X^{δ}_{k+i}.

Полагая, что упругие свойства витка элементов гайки и болта для соединения постоянны, отнесем разброс результатов вычислений к погрешностям экспериментальных измерений и изготовления деталей соединения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Биргер И. А., Иосилевич Г. Б.** Резьбовые и фланцевые соединения. М.: Машиностроение, 1990. 368 с.
2. **Фомин А. В.** Исследование напряженного и деформированного состояния зуба резьбы // Методы исследования напряжений в конструкциях. М.: Наука, 1976. С. 84—93.
3. **Блаер И. Л.** Измерительные свойства резьбовых соединений // Вестник машиностроения. 2005. № 2. С. 16—20.
4. **Рубин А. М.** Контактные задачи резьбовых соединений при «включении» и «выключении» витков резьбы // Вестник машиностроения. 2010. № 11. С. 27—29.

Ушла из жизни Валентина Ильинична Кравцова (1936—2011 гг.) — доктор экономических наук, профессор, заслуженный деятель науки РФ, академик Международной академии информатизации, Международной кадровой академии при ЮНЕСКО, Международной академии интеграции инноваций и бизнеса, Российской народной академии наук, Российской академии социальных и естественных наук. Валентина Ильинична Кравцова — известный ученый в области экономики, внесший существенный вклад в решение теоретических и прикладных организационных проблем.

Трудовой путь Валентины Ильиничны — яркий пример талантливого ученого, педагога, руководителя. После окончания в 1957 г. Московского института народного хозяйства работала в аппарате Алма-Атинского горисполкома. В 1961 г. поступила в аспирантуру Казахского государственного университета и в 1965 г. защитила диссертацию на соискание ученой степени кандидата экономических наук, работала в Алма-Атинском институте народного хозяйства. В 1975 г. защитила докторскую диссертацию. В 1977 г. стала заведующей кафедрой Московского кооперативного института Центросоюза, через три года — проректором по научной работе, в 1982 г. — ректором этого вуза. В 1987 г. В. И. Кравцова перешла на работу в Министерство высшего и среднего специального образования РФ.

С 1991 г. Валентина Ильинична — советник по экономическим вопросам Государственного комитета по высшему образованию и науке, возглавила кафедру маркетинга и менеджмента Московского государственного технического университета, затем стала ректором Института мировой экономики.

Четверть века Валентина Ильинична трудилась в составе диссертационных советов. За время своей педагогической деятельности она выступила научным руководителем более 300 дипломных работ, 37 кандидатских и докторских диссертаций. В 2003 г. она вошла в число лауреатов международной программы «Золотой слиток» как руководитель наиболее устойчиво работающего предприятия в Восточной Европе, отмечена почетным знаком «Ректор года—2004».

Кравцова дала научное обоснование модели государственного регулирования вложений ресурсов в производство, главная особенность которой заключается в обеспечении постоянной смены поколений техники и технологий. В научных трудах Валентины Ильиничны большое внимание уделяется вопросам конкурентоспособности российской экономики.

Редакция выражает глубокое соболезнование родным и близким Валентины Ильиничны.

Авторам

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Электронную версию статьи можно выслать по 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 (**Microsoft Word 7**, шрифт Times New Roman, 14 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 г., и может быть опубликована в открытой печати;

2) аннотация (1—3 предложения) и ключевые слова;

3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, тлефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы.

Предоставляя 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.

Все статьи проходят рецензирование. Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

ПРАВИЛА ПОДГОТОВКИ СТАТЬИ ДЛЯ ПУБЛИКАЦИИ

1. На первой станице:

УДК (Индекс статьи по Универсальной десятичной классификации http://teacode.com/online/udc/);

авторы (инициалы, фамилия, ученая степень, место работы, страна, город);

E-mail или телефон для контактов (обязательное требование ВАК);

название статьи;

гранты (указываются ссылкой внизу страницы).

2. Содержание статьи должно быть структурированным:

начало — реферативное изложение постановки задачи и возможное применение полученных результатов;

основная часть — формализованная постановка задачи, предлагаемый метод ее решения, отличие и преимущество от уже известных, примеры, подтверждающие работоспособность и эффективность предложенного решения;

завершение — обсуждение полученных результатов.

3. Обозначения и формулы.

Латинские буквы набираются курсивом (кроме обозначений дифференциалов, матриц, тригонометрических функций), русские и греческие — прямым шрифтом. Формулы (только те, на которые есть ссылки в тексте) нумеруются (порядковый номер в круглых скобках). Следует избегать многострочных и «многоэтажных» формул, исключать промежуточные расчеты, заменять сложные формулы более простыми, используя условные обозначения.

4. Библиографические ссылки.

Список библиографических ссылок набирается в конце статьи в порядке их размещения в тексте, где они указываются в квадратных скобках. При ссылках на книги и сборники указывают фамилию и инициалы авторов, полное название книги (сборника), город, издательство, год, общее число страниц; при ссылке на журнал — фамилию и инициалы авторов, полное название статьи, название журнала, год, номер журнала, страницы статьи (по ГОСТ Р 7.0.5—2008 и ГОСТ 7.1—2003). Если число авторов более четырех, то указывают первых трех со словами «и др.» (после названия за косой чертой). Ссылки на иностранную литературу следует писать на языке оригинала без сокращений. Электронные ресурсы оформляются по ГОСТ 7.0.5—2008.

5. Таблицы следует оформлять на отдельных страницах.

6. Подрисуночные подписи следует набирать на отдельной странице, они должны быть краткими и соответствовать содержанию рисунков.

7. Иллюстрации.

Рисунки оформляются отдельно от текста (***не заверстывать в текст!***). Принимаются только качественные, хорошо скомпонованные и окончательно выполненные рисунки (редакция не переделывает иллюстрации). Рисунки представляются в виде отдельных файлов (DOC, TIFF, PDF, JPEG с разрешением 600 dpi) размером не больше 186 мм.

Чертежи, схемы, графики, алгоритмы должны выполняться с учетом требований ЕСКД. Обязательно соблюдение соотношений толщин линий по ГОСТ 2.303—68. Толщина тонких линий должна учитывать предполагаемое уменьшение рисунка в журнале.

Подписчикам на журнал предоставляется право публикации вне очереди. Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).

Статьи публикуются в журнале бесплатно.