# ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

**6**

**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), **Кузин В.В.,** д-р техн. наук, **Попов Д.Н.,** д-р техн. наук, **Попов А.В.,** д-р техн. наук, **Рыбин В.В.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Салтыков М.А.,** д-р техн. наук, **Трегубов Г.П.,** д-р техн. наук, **Скугаревская Н.В.** (ответственный секретарь)

# СОДЕРЖАНИЕ


**КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН**

**Афонин С. М.** — Схемы пьезодвигателей нано- и микроперемещений . . . . 3

**Зубков Е. В., Новиков А. А.** — Математическое моделирование управления частотой вращения вала дизеля с топливной системой Common Rail . . . . 7

**Александров В. Ю., Климовский К. К.** — Оценка эффективности насосов центробежного типа . . . . 10

**Ремизович Ю. В.** — Управление скоростью подъема груза крановым механизмом . . . . 13

**Кайдалов В. Б., Патрушев В. Л., Соловьев С. А., Руин А. А.** — Математическое моделирование гибких роторов турбомашины при проектировании страховочных подшипников . . . . 15

**Кузьмин В. В.** — Размерный технологический анализ при проектировании технологической подготовки производства . . . . 19

**Яковлев О. А., Чащин Е. А.** — Повышение полноты сгорания топливно-воздушной смеси в двигателе электростатической обработкой. . . . . 23

**Расторгуев Г. А.** — Контроль и диагностика трубных узлов . . . . 26

**Оленев Е. А.** — Определение параметров водяного пара в пароперегревателе паровоза . . . . 31

**Легаев В. П., Генералов Л. К., Мойсеянчик М. И.** — Модельная компенсация погрешности линейного привода манипулятора . . . . 35

**ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ**

**Тромпет Г. М., Александров В. А.** — Точность изготовления деталей на станке с прибором активного контроля . . . . 38

**Москвитин Г. В., Биргер Е. М., Поляков А. Н.** — Повышение усталостных свойств металлов лазерным ударным упрочнением. . . . . 40

**Молодцов В. В., Окунькова А. А. Перетягин П. Ю.** — Особенности изготовления графитовых электродов для электроэрозионной обработки сложнопрофильных высокоточных деталей . . . . 45

**Демидов В. В., Гуськова Е. В.** — Точность обработки прямозубых колес червячными фрезами с положительными передними углами . . . . 47

**Рогов В. А., Кошеленко А. С.** — Современные методы обработки шеек коленчатых валов. . . . . 53

***Серия статей «Проблемы теории и практики резания материалов»***

**Чуприков А. О., Иванов В. В.** — Повышение точности токарной обработки тонкостенных деталей . . . . 60

**Санкин Ю. Н., Жиганов В. И., Санкин Н. Ю.** — Динамическая модель относительного смещения резца и заготовки в токарных станках . . . . 61

**Григорьев С. Н., Кузин В. В., Волосова М. А.** — Напряженно-деформированное состояние инструментов из нитридной керамики с покрытием . . . . 64

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

**Воронцов А. Л.** — Прошивки на подкладном кольце и полым прошивнем . . . 70

**Гаврилов С. А., Щедрин А. В.** — Совершенствование технологий применения металлоплакирующего кондиционера в методах комбинированной обработки . . . . 75

**ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА**

**Постникова Е. С.** — Моделирование процесса выбора конкурентоспособной технологии промышленного производства . . . . 78

**Ершова И. В., Клюев А. В.** — Организационные и методические аспекты внедрения бережливого производства на машиностроительных предприятиях. . . . 82

**ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ**

**Мамити Г. И., Плиев С. Х.** — Устойчивость трицикла с наклоняющимся кузовом 85


# CONTENTS


**DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES**

**Afonin S. M.** — Schemes of piezoengines of nano- and microdisplacements

**Zubkov E. V., Novikov A. A.** — Mathematical modeling of control process of the shaft rotation speed of diesel engine with the Common Rail fuel system

**Aleksandrov V. Yu., Klimovsky K. K.** — Evaluation of the effectiveness of centrifugal type pumps

**Remizovich Yu. V.** — Load hoisting speed control of a crane mechanism

**Kaidalov V. B., Patrushev V. L., Solov'ev S. A., Ruin A. A.** — Mathematical modeling of flexible rotors of turbo-machine at the design of safety bearings

**Kuzmin V. V.** — Dimensional technological analysis at the design of production tooling

**Yakovlev O. A., Chashchin E. A.** — Improvement of the combustion completeness of fuel-air mixture in the engine with the help of electrostatic treatment

**Rastorguev G. A.** — Monitoring and diagnostics of pipeline units

**Olenev E. A.** — Definition the parameters of water vapor in the locomotive super-heater

**Legaev V. P., Generalov L. K., Moiiseyanchik M. I.** — Model compensation of error of a manipulator's linear drive

**MANUFACTURING ENGINEERING**

**Trompet G. M., Aleksandrov V. A.** — Production accuracy of details on the machine-tool with the sizing device

**Moskvitin G. V., Birger E. M., Polyakov A. N.** — Enhancement of fatigue properties of metals by use of laser shock hardening

**Molodtsov V. V., Okun'kova A. A., Peretyagin P. Yu.** — Production of graphite electrodes for electric erosion machining of profile-composite exacting details

**Demidov V. V., Gus'kova E. V.** — Working accuracy of spur wheels with the help of hob cutters with positive hock angles

**Rogov V. A., Koshelenko A. S.** — Modern methods of the crankshafts journals processing

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

**Chuprikov A. O., Ivanov V. V.** — Improving the turning accuracy of thin-walled details

**Sankin Yu. N., Zhiganov V. I., Sankin N. Yu.** — A dynamic model of the relative displacement of the tool and workpiece in the lathes

**Grigor'yev S. N., Kuzin V. V., Volosova M. A.** — Stress-strain state of the tools made of nitride ceramics with coating

**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.** — Broaches on the bed-ring and with hollow piercer

**Gavrilov S. A., Shchedrin A. V.** — Improvement the use technologies of metal-plating conditioner in the methods of combined treatment

**ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION**

**Postnikova E. S.** — Modeling of the selection process of competitive industrial production technology

**Ershova I. V., Klyuev A. V.** — Organizational and methodical aspects of embedding of economical production in the engineering enterprises

**TECHNICAL INFORMATION**

**Mamiti G. I., Pliev S. Kh.** — Steadiness of a tricycle with tilting truck body



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

Сдано в набор 01.04.2012. Подписано в печать 11.05.2012.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 10,78. Уч.-изд. л. 12,18. Заказ 260.



*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 534.232:621.312

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

## Схемы пьезодвигателей нано- и микроперемещений

Исследованы особенности применения и схемы пьезодвигателей нано-и микроперемещений для прецизионных электромеханических систем. Рассмотрена деформация исполнительного пьезопреобразователя, соответствующая его напряженному состоянию.

**Ключевые слова:** пьезодвигатели нано- и микроперемещений, особенности применения, схемы, исполнительный пьезодвигатель, деформация.

The application features and schemes of the piezoengines of nano- and microdisplacements for precision electromechanical systems are studied. The deformation of the executive piezoelectric transducer corresponding to its stress state has been considered.

**Keywords:** piezoengines of nano- and microdisplacements, application features, schemes, executive piezoengine, deformation.

Пьезопривод нано- и микроперемещений для прецизионных электромеханических систем предназначен для нанотехнологического и нанобиологического оборудования, для использования в микроэлектронике, электронной микроскопии, астрономическом оборудовании и адаптивной оптике. Он обеспечивает точное позиционирование и совмещение оборудования, компенсацию температурных и гравитационных деформаций, а также атмосферной турбулентности путем коррекции волнового фронта [1÷6].

Пьезодвигатель нано- и микроперемещений работает на основе обратного пьезоэффекта — перемещение достигается в результате деформации пьезоэлемента при приложении внешнего электрического напряжения.

Пьезоэлектрические устройства, преобразующие электрическую энергию в механическую энергию перемещаемого объекта, будем называть пьезоэлектрическими двигателями или сокращенно пьезодвигателями (ПД). Принцип действия ПД основан на способности пьезоэлектриков деформироваться пропорционально приложенному электрическому напряжению. К пьезоэлектрическим материалам относятся кварц, турмалин, сегнетова соль, дигидрофосфат аммония, сульфат лития, титанат бария, сегнетокерамика и др. В настоящее время наиболее широко применяют сегнетоэлектрическую пьезокерамику.

Преимущества пьезокерамики перед другими пьезоэлектриками: большой пьезоэлектрический эффект; высокая точка Кюри; стабильность свойств во времени и широком диапазоне температур; большая механическая прочность; относительно простая технология изготовления с возможностью получения пьезоэлементов желаемой конфигурации. Пьезоприводы на основе ПД отличаются высокой точностью, малыми габаритными размерами, простотой конструкции и управления, широким рабочим температурным диапазоном, высокими надежностью и экономичностью [7÷15].

Пьезоэлектрический эффект в сегнетокерамике появляется после ее поляризации сильным постоянным полем. По окончании его воздействия сохраняется остаточная поляризация, так как произошли процессы доменной переориентации. Наибольшее распространение получила пьезокерамика на основе цирконата и титаната свинца — ЦТС или PZT ($PbZr_{1-x}Ti_xO_3$), обладающая высокой электромеханической активностью [16, 17]. Наибольший интерес к ЦТС вызван ее исключительными пьезоэлектрическими свойствами. Для твердых растворов $PbZr_{1-x}Ti_xO_3$ характерно существование морфотропной фазовой границы у состава, содержащего 53 мол. % $PbZrO_3$. Это почти вертикальная граница на фазовой диаграмме, разделяющая области тетрагональной и ромбоэдрической сегнетоэлектрических фаз. В материале без добавок вблизи морфотропной фазовой границы были получены максимальные значения пьезомодулей и коэффициент электромеханической связи, достигающий 0,6, причем эти значения можно увеличить введением малых количеств добавок $Bi^{3+}$, $La^{3+}$, $Nb^{5+}$, $W^{6+}$.

Пьезодвигатели изготовляют из пьезоэлектрической керамики марок ЦТС или PZT, например: ЦТС-19; ЦТС-21; ЦТС-23; ЦТС-26; ЦТБС-3; ПКР-7; ПКР-7М; PZT-4; PZT-5H.

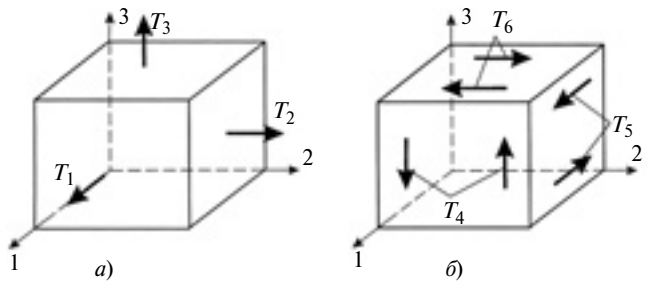



**Рис. 1. Компоненты механических напряжений растяжения-сжатия (*а*) и сдвига (*б*)**

Деформация исполнительного пьезопреобразователя ПД соответствует его напряженному состоянию. Если в пьезопреобразователе создать механическое напряжение $T$, то в нем возникнет деформация $S$. Существует шесть компонент напряжений: $T_1$, $T_2$, $T_3$, $T_4$, $T_5$, $T_6$, из которых $T_1 \div T_3$ относятся к напряжениям растяжения-сжатия, а $T_4 \div T_6$ — к напряжениям сдвига (рис. 1).

Матричные уравнения состояния [16, 17], связывающие электрические и упругие переменные, для поляризованной пьезокерамики имеют вид:

$$[D] = [d][T] + [\varepsilon^T][E];$$

$$[S] = [s^E][T] + [d]^t[E].$$

Здесь первое уравнение описывает прямой пьезоэффект, второе — обратный; $[D]$ — матрица-столбец электрической индукции; $[S]$ — матрица-столбец относительных деформаций; $[T]$ — матрица-столбец механических напряжений; $[E]$ — матрица-столбец напряженности электрического поля; $[s^E]$ — матрица упругой податливости при $E = \text{const}$; $[d]^t$ — транспонированная матрица пьезоэлектрических модулей; $[\varepsilon^T]$ — матрица диэлектрических проницаемостей при $T = \text{const}$.

Поляризованная керамика представляет собой пьезоэлектрическую текстуру с симметрией $\infty$, $m$, поэтому матрица упругой податливости для поляризованной пьезокерамики содержит пять независимых компонент: $s_{11}^E$, $s_{12}^E$, $s_{13}^E$, $s_{33}^E$, $s_{55}^E$:

$$[s_{ij}^E] = \begin{bmatrix} s_{11}^E & s_{12}^E & s_{13}^E & 0 & 0 & 0 \\ s_{12}^E & s_{11}^E & s_{13}^E & 0 & 0 & 0 \\ s_{13}^E & s_{13}^E & s_{33}^E & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & s_{55}^E & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & s_{55}^E & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(s_{11}^E - s_{12}^E) \end{bmatrix}.$$

В данном случае матрица $[d]^t$ имеет вид:

$$[d_{ij}]^t = \begin{bmatrix} 0 & 0 & d_{31} \\ 0 & 0 & d_{31} \\ 0 & 0 & d_{33} \\ 0 & d_{15} & 0 \\ d_{15} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

При $T = \text{const}$ матрица $[\varepsilon^T]$ записывается в виде:

$$[\varepsilon^T] = \begin{bmatrix} \varepsilon_{11}^T & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_{22}^T & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_{33}^T \end{bmatrix}.$$

Известные модификации ПД [6÷22] нано- и микроперемещений для прецизионных электромеханических систем по принципу действия можно разделить на четыре основных класса.

К первому классу относятся пьезоэлектрические вибрационные двигатели, которые по виду схем могут быть представлены следующими типами [18÷22]:

1. Вибродвигатели, основанные на фрикционной анизотропии контакта колеблющегося элемента и вращаемого ротора или транспортируемой поверхности (рис. 2) с частотным диапазоном от нескольких сотен герц до нескольких мегагерц. Их особенность — невозможность реверсирования движения без изменения угла $\alpha$. К двигателям этого типа относится ПД, преобразующий продольные колебания пьезоэлемента *2* (см. рис. 2, *а*) во вращательное движение ротора *1*, а также ли-

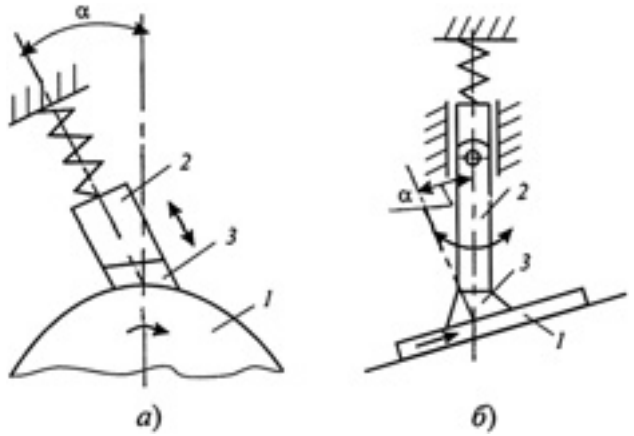



**Рис. 2. Схемы работы пьезоэлектрических вибродвигателей, основанных на фрикционной анизотропии колеблющегося элемента и перемещаемой поверхности:**
*1* — перемещаемое или вращаемое тело; *2* — колеблющийся пьезоэлемент, совершающий продольные (*а*) или изгибные (*б*) колебания; *3* — контактирующий элемент из специального материала

нейный ПД, преобразующий изгибные колебания пьезоэлемента *2* в поступательное движение перемещаемого тела *1* (см. рис. 2, *б*).

2. Вибродвигатели, основанные на создании различных в пределах одного цикла нормальных реакций, достигаемых наложением дополнительных периодических воздействий колеблющихся элементов и перемещаемого или вращаемого тела. ПД данного типа выполняют в виде упругих систем, совершающих продольно-поперечные колебания, колебательных систем продольно-крутильных волн, плоских упругих систем, совершающих колебания по двум осям с различной частотой.

3. Вибродвигатели, основанные на применении асимметричных циклов колебания с одновременным использованием нелинейных свойств жидкости, зависимости силы трения от скорости. При нелинейной зависимости демпфирования в жидкости от скорости и сообщении колеблющемуся элементу асимметричных крутильных колебаний обеспечивается непрерывность вращения ротора.

4. Вибродвигатели, основанные на периодически изменяемой связи между колеблющимися элементом и ротором или перемещаемым телом. В качестве такой связи могут быть использованы материалы с управляемым коэффициентом трения, магнито- и электровязкие жидкости и материалы, меняющие свою вязкость в ультразвуковом поле.

5. Вибродвигатели, основанные на фрикционном взаимодействии волновых движений преобразователя и перемещаемого тела (вибрационные волновые двигатели).

Ко второму классу относятся силовые ПД [6÷15], которые можно разделить на три группы.

1. Простые ПД, в которых эффект перемещения достигается в результате продольной деформации пьезоэлемента при приложении внешнего электрического напряжения.

2. Составные (многослойные) ПД (рис. 3), в которых эффект перемещения достигается в результате продольной деформации составных пьезопреобразователей (собраны из пьезоэлементов, соединенных механически последовательно) при приложении внешнего электрического напряжения.

3. Пьезодвигатели с гидравлической или механической передачей усиливают незначительные возвратно-поступательные перемещения пьезопреобразователей до значительных перемещений рабочего органа.

Третий класс составляют ПД с перехватами или пьезоэлектрические шаговые двигатели, модификации которых по принципу построения можно разделить на три группы:

1. Шаговые ПД с активным пьезоэлектрическим центральным элементом и прикрепленными к нему фиксаторами (пьезоэлектрическими, электромагнитными, электродинамическими).

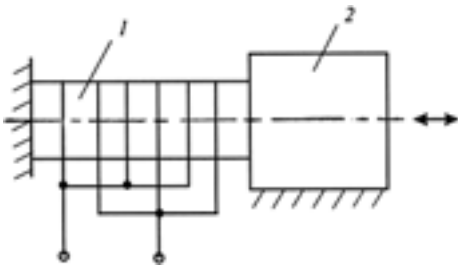



**Рис. 3. Схема силового составного ПД:**
*1* — составной пьезопреобразователь; *2* — перемещаемое тело

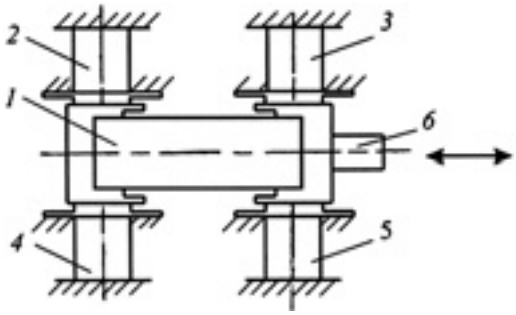



**Рис. 4. Схема шагового ПД:**
*1* — пьезопреобразователь; *2÷5* — внешние пьезофиксаторы; *6* — выходной вал

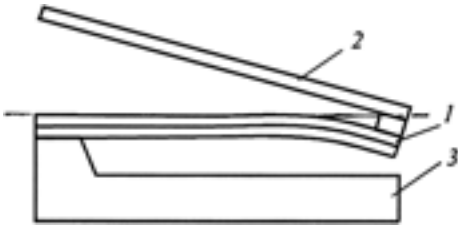



**Рис. 5. Схема биморфного ПД для угловых перемещений:**
*1* — биморфная пьезопластина; *2* — зеркало; *3* — основание

2. Шаговые ПД с активным пьезоэлектрическим центральным элементом и внешними фиксаторами (рис. 4).

3. Шаговые ПД с пассивным перемещаемым рабочим телом и подвижными фиксаторами.

К четвертому классу относятся биморфные и мультиморфные ПД [7], которые можно разделить на три группы:

1. Линейные биморфные ПД, использующие изгибные перемещения биморфных пьезоэлектрических пластин и закрепленных по контуру биморфных дисков.

2. Линейные биморфные ПД с гидроусилительными или механическими передачами для значительных перемещений рабочего органа.

3. Биморфные ПД для угловых перемещений зеркал, использующие изгибные перемещения биморфов (рис. 5).

4. Биморфные ПД крутильных колебаний, использующие пьезоэлементы, чувствительные к поверхностному сдвигу.

Выбор схемы ПД нано- и микроперемещений того или иного класса определяется необходимым диапазоном перемещения, точностью, нагрузочной способностью и быстродействием исполнительного ПД для прецизионной электромеханической системы. Пьезодвигатели всех перечисленных классов применяются в нанотехнологическом оборудовании, микроэлектронике и адаптивной оптике.

Вибрационные ПД конструктивно просты, технологичны, отличаются большим диапазоном перемещения и высокой точностью. Для линейных вибрационных ПД характерен диапазон перемещения порядка нескольких десятков миллиметров с погрешностью до 100 нм. Существенный недостаток — изнашивание трущихся поверхностей в двигателе, приводящее к недостаточной надежности работы ПД.

Вибрационные ПД развивают крутящий момент до 25 Н · см и мощность на валу двигателя порядка 10 Вт. Дальнейшее увеличение мощности вибрационных ПД связано с совершенствованием и разработкой новых пьезокерамических и износостойких материалов.

Биморфные ПД также имеют простую конструкцию, технологичны в изготовлении. Диапазон их перемещения ограничен несколькими сотнями микрометров, однако их жесткость мала, нагрузочная способность составляет менее 10 Н.

Шаговые ПД имеют диапазон перемещения порядка нескольких десятков миллиметров, погрешность — до единиц нанометров, нагрузочную способность — более 100 Н. К недостаткам можно отнести: сравнительно невысокую полосу пропускания ($\leqslant$5 Гц), сложность получения стабильных и точных опорных поверхностей фиксаторов, изменение шага из-за изнашивания и наклепа трущихся поверхностей, сложность конструкции и схем управления. Достоинства — нет необходимости в смазывании, и может работать в вакууме.

Силовые ПД нано- и микроперемещений имеют диапазон перемещений порядка нескольких десятков микрометров, чувствительность $\leqslant$10 нм · $В^{-1}$, нагрузочную способность до 1000 Н, мощность на выходном валу порядка 100 Вт и полосу пропускания порядка 100 Гц.

В прецизионных следящих системах юстировки формы поверхности главных зеркал больших телескопов и в доводочных ступенях совмещения оптико-механического оборудования нанотехнологии и микроэлектроники (где диапазон линейных перемещений не превышает нескольких десятков микрометров, угловых — нескольких десятков угловых секунд при погрешностях соответственно до десятых и сотых долей нанометра и десятых долей угловой секунды, полосе пропускания порядка нескольких десятков герц и нагрузке, достигающей 1000 Н) наиболее перспективно применение силовых ПД нано- и микроперемещений, так как они полностью отвечают требованиям по диапазону перемещений, точности, быстродействию, нагрузочной способности и конструктивному исполнению.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ


1. **Миронов В. Л.** Основы сканирующей зондовой микроскопии. М.: Техносфера, 2004. 144 с.
2. **Binning G., Quate G., Gerber C.** Atomic force microscopy // J. Phys. Rev. Lett, 1986. V. 56. P. 930.
3. **Drexler K. E.** Engines of creation. N-Y.: Anchor Press Doubleday, 1986. 298 p.
4. **Drexler K. E.** Nanosystems. N-Y.: John Wiley & Sons Inc., 1992. 556 p.
5. **Handbook** of Microlitography, Micromachining and Microfabrication. V. 2. Micromachining and Microfabrication / Ed. by P. Rai — Choudhury. Washington: SPIE Optical Engineering Press, 1997. 691 c.
6. **Козаков Л. А.** Электромагнитные устройства РЭА: Справочник. М.: Радио и связь, 1991. 352 с.
7. **Автоматизация** технологического оборудования микроэлектроники / А. А. Сазонов, Р. В. Корнилов, Н. П. Кохан и др. / Под ред. А. А. Сазонова. М.: Высшая школа, 1991. 334 с.
8. **Афонин С. М.** Пьезопреобразователи для приводов микроперемещений // Приборы и системы управления. 1998. № 2. С. 41, 42.
9. **Афонин С. М.** Структурно-параметрическая модель пьезодвигателя наноперемещений // Вестник машиностроения. 2001. № 5. С. 29—33.
10. **Афонин С. М.** Решение матричных уравнений в задачах электроупругости для многослойных двигателей нано- и микроперемещений // Вестник машиностроения. 2011. № 9. С. 20—25.
11. **Афонин С. М.** Расчет статических и динамических характеристик пьезодвигателя наноперемещений // Вестник машиностроения. 2009. № 4. С. 3—6.
12. **Афонин С. М.** Условия абсолютной устойчивости системы управления деформацией электроупругого преобразователя привода нано- и микроперемещений // Вестник машиностроения. 2011. № 2. С. 15—23.
13. **Афонин С. М.** Электромеханические деформации и преобразование энергии пьезодвигателем наноперемещений // Вестник машиностроения. 2011. № 7. С. 14—18.
14. **Афонин С. М.** Особенности диаграмм сжатия и упругих податливостей пьезодвигателей наноперемещений // Вестник машиностроения. 2003. № 9. С. 16—18.
15. **Афонин С. М.** Статические и динамические характеристики многослойного электромагнитоупругого преобразователя привода нано- и микроперемещений // Вестник машиностроения. 2009. № 10. С. 3—13.
16. **Окадзаки К.** Технология керамических диэлектриков: Пер. с японского. М.: Энергия, 1976. 336 с.
17. **Физическая** акустика. Т. 1. Ч. А. Методы и приборы ультразвуковых исследований / Под ред. У. Мэзона. Пер. с англ. М.: Мир, 1966. 592 с.
18. **Бансявичус Р. Ю., Рагульскис К. М.** Вибродвигатели. Вильнюс: Мокслас, 1981. 193 с.
19. **Бараускас Р. А., Кульветис Г. П., Рагульскис К. М.** Расчет и проектирование вибродвигателей. Л.: Машиностроение, 1984. 101 с.
20. **Рагульскис К. М., Виткус И. И., Рагульскене В. Л.** Самосинхронизация механических систем. Т. 1. Самосинхронные и виброударные системы / Под ред. К. М. Рагульскиса. Вильнюс: Минтис, 1965. 186 с.
21. **Рагульскис К. М., Каволелис А.-П. К., Балтрушайтис И. Д., Саткявичюс Э. Б.** Самосинхронизация механических систем. Т. 2. Самосинхронизация, моделирование / Под ред. К. М. Рагульскиса. Вильнюс: Минтис, 1967. 238 с.
22. **Лавриненко В. В., Карташев И. А., Вишневский В. С.** Пьезоэлектрические двигатели. М.: Энергия, 1980. 112 с.

УДК 621.436.001.573

Е. В. ЗУБКОВ, канд. техн. наук, А. А. НОВИКОВ
(Камская государственная инженерно-экономическая академия,
г. Набережные Челны), e-mail: xoid@list.ru

# Математическое моделирование управления частотой вращения вала дизеля с топливной системой Common Rail

Предложена математическая модель управления частотой вращения вала дизелей с топливной системой Common Rail путем управления временем впрыска и нагрузкой.

**Ключевые слова:** математическая модель, дизель, частота вращения вала, нагрузка на валу, Common Rail, имитационное моделирование.

A mathematical model of control of the shaft rotation speed of diesel engines with the Common Rail fuel system by the injection time and the load controlling has been proposwd.

**Keywords:** mathematical model, diesel, shaft rotation speed, the load on the shaft, Common Rail, simulation.

При разработке автоматизированной системы испытаний (АСИ) дизеля необходима его математическая модель для настройки параметров АСИ, обеспечивающая учет его динамических свойств при разработке систем автоматического управления и автоматического регулирования. Кроме того, математическую модель можно использовать для управления режимами работы дизеля с помощью ЭВМ в ходе стендовых испытаний [1].

На основе математической модели, рассмотренной в работах [2÷4], предложена модель дизеля с турбонаддувом, оснащенного системой подачи топлива Common Rail:

$$T_2^2\frac{d^2n(t)}{dt^2} + T_1\frac{dn(t)}{dt} + T_0n(t) = T_\theta\frac{d\theta(t)}{dt} + K_\theta\theta(t) - T_M\frac{dM_c(t)}{dt} - K_MM_c(t), \quad (1)$$

где $n(t)$ — частота вращения коленчатого вала; $\theta(t)$ — продолжительность впрыска; $M_c(t)$ — нагрузка; $t$ — время; $T_0$, $T_1$, $T_2$, $T_\theta$, $K_\theta$, $T_M$, $K_M$ — постоянные, определяемые конструкцией двигателя.

Стендовые испытания дизеля КамАЗ 740.64-420 подтвердили справедливость принятой математической модели и позволили определить коэффициенты уравнения (1), в результате чего модель дизеля при $M_c$ = const приняла вид:

$$0{,}0024\frac{d^2n(t)}{dt^2} + 0{,}04\frac{dn(t)}{dt} + n(t) = 277{,}3\frac{d\theta(t)}{dt} + 5555{,}6\theta(t) - 10{,}2M_c(t). \quad (2)$$

Согласно модели (2) частоту вращения вала можно изменять с помощью двух входных параметров: продолжительности $\theta(t)$ впрыска и нагрузки $M_c(t)$ на валу, что позволяет рассчитывать значения $\theta(t)$ и $M_c(t)$, необходимые для достижения заданной частоты вращения вала.

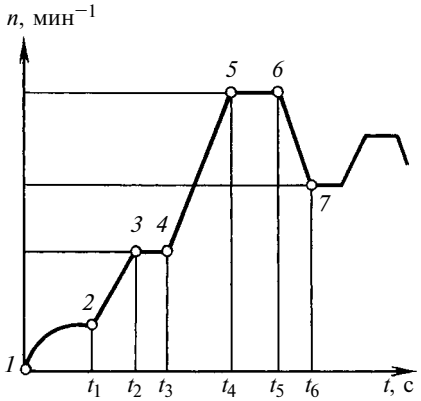



**Рис. 1. Зависимость частоты *n* вращения коленчатого вала дизеля от времени испытания**

Математические модели управления длительностью впрыска и нагрузкой на валу создаем на основе расчетов, приведенных в работе [4], для двигателей, оснащенных топливными насосами высокого давления реечного типа. Испытания двигателей, как правило, проводят при постоянном значении одного из входных параметров [5]. На рис. 1 показана зависимость частоты вращения вала от времени, где *1÷7* — точки перехода двигателя из одного состояния в другое [6].

## Получение математической модели управления частотой вращения вала путем изменения продолжительности впрыска при постоянной нагрузке

Дизель с турбонаддувом как управляемый объект по частоте $n(t)$ вращения коленчатого вала описывается дифференциальным уравнением (1). Решим уравнение (1) относительно $\theta$ при постоянной нагрузке. Так как $M_c$ = const, то $\frac{dM_c(t)}{dt} = 0$ и уравнение (1) примет вид:

$$T_2^2\frac{d^2n(t)}{dt^2} + T_1\frac{dn(t)}{dt} + T_0n(t) = T_\theta\frac{d\theta(t)}{dt} + K_\theta\theta(t) - K_MM_c(t). \quad (3)$$

Линейные участки зависимости $n(t)$ (см. рис. 1) можно выразить из уравнения прямой $\frac{n-n_i}{n_{i+1}-n_i} = \frac{t-t_i}{t_{i+1}-t_i}$, где $i = \overline{1, m}$, $m$ — число узловых точек:

$$n(t) = \frac{n_{i+1}-n_i}{t_{i+1}-t_i}t + \frac{n_it_{i+1}-n_{i+1}t_i}{t_{i+1}-t_i}.$$

Обозначим: $\frac{n_{i+1}-n_i}{t_{i+1}-t_i}=k$; $\frac{n_i t_{i+1}-n_{i+1}t_i}{t_{i+1}-t_i}=b$. Тогда

$$n(t)=kt+b. \qquad (4)$$

Отметим также, что $\frac{\mathrm{d}n(t)}{\mathrm{d}t}=k=\frac{n_{i+1}-n_i}{t_{i+1}-t_i}$. Для упрощения расчетов в выражении (3) слагаемое $T_2^2\frac{\mathrm{d}^2n(t)}{\mathrm{d}t^2}$ можно опустить ввиду малости. В результате уравнение (3) примет вид:

$$T_1k+T_0(kt+b)=$$
$$=T_\theta\frac{\mathrm{d}\theta(t)}{\mathrm{d}t}+K_\theta\theta(t)-K_MM_\mathrm{c}(t).$$

Сгруппируем в левой части члены уравнения, в которые входит θ:

$$T_\theta\frac{\mathrm{d}\theta(t)}{\mathrm{d}t}+K_\theta\theta(t)=$$
$$=T_1k+T_0(kt+b)+K_MM_\mathrm{c}(t),$$

и проведем преобразование Лапласа:

$$(T_\theta p+K_\theta)\theta(p)=T_0k\frac{1}{p^2}+$$
$$+[T_1k+T_0b+K_MM_\mathrm{c}(p)]\frac{1}{p}.$$

Обозначив $T_0k=A$, $T_1k+T_0b+K_MM_\mathrm{c}(p)=B$, получим:

$$\theta(p)=$$
$$=\frac{A}{(T_\theta p+K_\theta)p^2}+\frac{B}{(T_\theta p+K_\theta)p}. \qquad (5)$$

Методом неопределенных коэффициентов разложим дроби в правой части уравнения (5) на простые дроби:

$$\frac{A}{(T_\theta p+K_\theta)p^2}=\frac{T_\theta^2A}{K_\theta^2}\frac{1}{T_\theta p+K_\theta}-$$
$$-\frac{T_\theta A}{K_\theta^2}\frac{1}{p}+\frac{A}{K_\theta}\frac{1}{p^2};$$

$$\frac{B}{(T_\theta p+K_\theta)p}=$$
$$=-\frac{BT_\theta}{K_\theta}\frac{1}{T_\theta p+K_\theta}+\frac{B}{K_\theta}\frac{1}{p}.$$

В результате приведения подобных членов уравнение (4) примет вид:

$$\theta(p)=\frac{A}{K_\theta}\frac{1}{p^2}+\left(\frac{B}{K_\theta}-\frac{T_\theta A}{K_\theta^2}\right)\frac{1}{p}+$$
$$+\left(\frac{T_\theta A}{K_\theta^2}-\frac{B}{K_\theta}\right)\frac{1}{p+\frac{K_\theta}{T_\theta}}.$$

Проведя обратное преобразование Лапласа, получим:

$$\theta(t)=\frac{A}{K_\theta}t+\left(\frac{B}{K_\theta}-\frac{T_\theta A}{K_\theta^2}\right)+$$
$$+\left(\frac{T_\theta A}{K_\theta^2}-\frac{B}{K_\theta}\right)e^{-t\frac{K_\theta}{t_\theta}}.$$

После обратной подстановки и преобразований это уравнение примет вид:

$$\theta(t)=\left(\frac{T_1}{K_\theta}\frac{n_{i+1}-n_i}{t_{i+1}-t_i}+\right.$$
$$+\frac{T_0}{K_\theta}\frac{n_it_{i+1}-n_{i+1}t_i}{t_{i+1}-t_i}+\frac{K_M}{K_\theta}M_\mathrm{c}-$$
$$\left.-\frac{T_0T_\theta}{K_\theta^2}\frac{n_{i+1}-n_i}{t_{i+1}-t_i}\right)\left(1-e^{-t\frac{K_\theta}{t_\theta}}\right)+$$
$$+\frac{T_0}{K_\theta}\frac{n_{i+1}-n_i}{t_{i+1}-t_i}t. \qquad (6)$$

Из уравнения (6), описывающего зависимость продолжительности впрыска от частоты вращения вала и нагрузки на валу, можно определить продолжительность впрыска, необходимую для требующейся частоты вращения вала двигателя при заданной постоянной нагрузке на валу.

## Получение математической модели управления частотой вращения вала путем изменения нагрузки при постоянной продолжительности впрыска

Аналогично приведенному выше методу можно получить модель управления частотой вращения вала, изменяя нагрузку, при постоянной продолжительности впрыска, решая уравнение (1) относительно $M_\mathrm{c}$.

Так как $\theta(t)=\mathrm{const}$, то $\frac{\mathrm{d}\theta(t)}{\mathrm{d}t}=0$ и уравнение (1) примет вид:

$$T_2^2\frac{\mathrm{d}^2n(t)}{\mathrm{d}t^2}+T_1\frac{\mathrm{d}n(t)}{\mathrm{d}t}+$$
$$+T_0n(t)=K_\theta\theta(t)-T_M\frac{\mathrm{d}M_\mathrm{c}(t)}{\mathrm{d}t}-$$
$$-K_MM_\mathrm{c}(t). \qquad (7)$$

Подставив в формулу (7) уравнение (4), получим:

$$T_M\frac{\mathrm{d}M_\mathrm{c}(t)}{\mathrm{d}t}+K_MM_\mathrm{c}(t)=$$
$$=K_\theta\theta(t)-T_1k-T_0(kt+b).$$

Выполним преобразование Лапласа:

$$(T_Mp+K_M)M_\mathrm{c}(p)=-T_0k\frac{1}{p^2}+$$
$$+(K_\theta\theta(p)-T_1k-T_0b)\frac{1}{p}.$$

Обозначив $T_0k=A$ и $K_\theta\theta(p)-T_1k-T_0b=B$, получим:

$$M_\mathrm{c}(p)=-\frac{A}{(T_Mp+K_M)p^2}+$$
$$+\frac{B}{(T_Mp+K_M)p}. \qquad (8)$$

Разложим дроби в правой части уравнения на простые дроби:

$$M_\mathrm{c}(p)=$$
$$=-\frac{A}{K_M}\frac{1}{p^2}+\left(\frac{B}{K_M}+\frac{T_MA}{K_M^2}\right)\frac{1}{p}-$$
$$-\left(\frac{B}{K_M}+\frac{T_MA}{K_M^2}\right)\frac{1}{p+\frac{K_M}{T_M}}.$$

Выполнив обратное преобразование Лапласа, получим:

$$M_\mathrm{c}(t)=-\frac{A}{K_M}t+$$
$$+\left(\frac{B}{K_M}+\frac{T_MA}{K_M^2}\right)\left(1-\mathrm{e}^{-\frac{K_M}{T_M}t}\right).$$

После обратной подстановки и преобразований это уравнение примет вид:

$$M_c(t) = \left( \frac{K_\theta}{K_M}\theta - \frac{T_1}{K_M}\frac{n_{i+1}-n_i}{t_{i+1}-t_i} - \right.$$

$$- \frac{T_0}{K_M}\frac{n_i t_{i+1} - n_{i+1} t_i}{t_{i+1}-t_i} +$$

$$\left. + \frac{T_0 T_M}{K_M^2}\frac{n_{i+1}-n_i}{t_{i+1}-t_i} \right) \left( 1 - e^{-\frac{K_M}{T_M}t} \right) -$$

$$- \frac{T_0}{K_\theta}\frac{n_{i+1}-n_i}{t_{i+1}-t_i} t. \qquad (9)$$

Из уравнения (9), описывающего зависимость нагрузки от частоты вращения вала и продолжительности впрыска, можно определить нагрузку для получения требующейся частоты вращения вала двигателя при заданной постоянной продолжительности впрыска.

### Проверка достоверности математической модели

Путем имитационного моделирования режимов работы дизеля с помощью программного пакета SciLab согласно уравнению (2) провели проверку уравнения (6) при постоянной нагрузке $M_c$ = 100 Н · м. Получены следующие результаты:

| | | | |
|---|---|---|---|
| $n$, мин$^{-1}$ . . . . . | 1200 | 1400 | 1800 |
| θ, мс . . . . . | 1,134 | 1,17 | 1,242 |

На рис. 2, *а* приведены имитационная и заданная зависимости $n(t)$. Относительная ошибка при моделировании, рассчитанная как среднее квадратическое отклонение, составила 0,98 %.

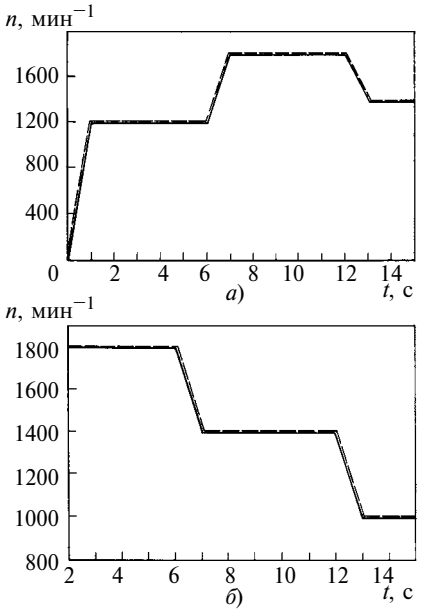



**Рис. 2. Имитационные (сплошные) и заданные (штриховые) зависимости $n(t)$ при постоянной нагрузке $M_c$ = 100 Н · м (*а*) и постоянной продолжительности впрыска θ = 1 мс (*б*)**

Для проверки уравнения (9) выполнили имитационное моделирование при постоянной продолжительности впрыска θ = 1 мс. Получены следующие результаты:

| | | | |
|---|---|---|---|
| $n$, мин$^{-1}$ . . . . . | 1000 | 1400 | 1800 |
| $M_c$, Н · м . . . . . | 368,2 | 407,4 | 446,6 |

На рис. 2, *б* приведены имитационная и заданная зависимости $n(t)$. Относительная ошибка при моделировании, рассчитанная как среднее квадратическое отклонение, составила 0,53 %, что подтверждает точность полученной модели.

Таким образом, полученная математическая модель управления частотой вращения вала дизеля с турбонаддувом, оснащенного системой подачи топлива Common Rail, путем изменения входных параметров позволяет рассчитывать продолжительность впрыска и нагрузку, необходимые для получения заданной частоты вращения вала. Адекватность математической модели подтверждена имитационным моделированием.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ


1. **Двигатели** внутреннего сгорания. Кн. 3. Компьютерный практикум. Моделирование процессов в ДВС / И. Н. Луканин, М. Г. Шатров, Т. Ю. Кричевская и др. Под ред. И. Н. Луканина и М. Г. Шатрова. М.: Высшая школа, 2005. 414 с.
2. **Лоусон Ч., Хенсон Р.** Численное решение задач методом наименьших квадратов. М.: Наука, 1986.
3. **Крутов В. И.** Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания М.: Машиностроение, 1989. 415 с.
4. **Зубков Е. В., Макушин А. А., Бахвалова В. С.** Моделирование режимов работы ДВС с целью получения их переходных характеристик // Автомобильная промышленность. 2009. № 5. С. 37—39.
5. **ГОСТ 14846—81.** Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний. М.: Изд-во стандартов, 2003. 41 с.
6. **Макушин А. А., Зубков Е. В., Новиков А. А.** Оптимизация процесса испытания двигателей внутреннего сгорания // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2010. № 4. С. 38—42.



**ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"**

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

УДК 621.67.004.15

В. Ю. АЛЕКСАНДРОВ, К. К. КЛИМОВСКИЙ, кандидаты технических наук (ЦИАМ им. П. И. Баранова, г. Москва), e-mail: prokhorov@rtc.ciam.ru

# Оценка эффективности насосов центробежного типа

Разработан метод оценки эффективности центробежных насосов путем оптимизации его параметров для обеспечения максимального гидравлического КПД. Приведены выражения остальных составляющих КПД насоса.

**Ключевые слова:** центробежный насос, эффективность, оценка.

A method for evaluation the effectiveness of centrifugal pumps by optimizing of its parameters to ensure its maximal hydraulic efficiency factor has been elaborated. Expressions for the remaining components of the pump efficiency factor have been presented.

**Keywords:** centrifugal pump, efficiency, evaluation.

Для ракетных летательных аппаратов с большим радиусом действия огромное значение имеют экономические показатели, в частности КПД, всех бортовых устройств, в том числе насосов для топливных компонентов. Поскольку затраты энергии на привод насосов непосредственно связаны с расходом топлива, который достаточно жестко лимитируется условиями эксплуатации летательного аппарата, необходимо правильно оценивать потери энергии в насосах, т. е. точно определять их эффективность. В настоящее время в турбонасосных агрегатах (ТНА) ракетных двигателей используют насосы центробежного типа [1], снабженные предвключенными шнеками для повышения антикавитационных качеств насоса. Естественно, что шнек, как элемент насоса, вызывает дополнительные гидравлические потери и снижает эффективность работы насоса. Так как в настоящее время разработаны системы топливоподачи, позволяющие создавать на входе в насос давление, достаточное для работы насоса без предвключенного шнека в области срывного режима, с сохранением заданных параметров, то будем рассматривать бесшнековую схему насоса (рис. 1).

Эффективность работы центробежного насоса характеризуется мощностным КПД:

$$\eta = \frac{H}{N_1},$$

где $H$ — действительный напор насоса; $N_1$ — мощность, потребляемая насосом при перекачивании 1 кг рабочего тела в единицу времени.

Мощность $N_1$ затрачивается: на гидравлические потери в рабочем колесе (РК) *1* и в спиральном отводе *3*; на объемные потери, возникающие при перетекании жидкости из области высокого давления за РК во входную область насоса; на механические потери, к которым относят потери на трение о воду внешних боковых поверхностей РК, поверхностей в уплотняющих устройствах и потери в ходовой части. В соответствии с этим мощностной КПД можно представить в виде трех составляющих:

$$\eta = \eta_г \eta_о \eta_м, \qquad (1)$$

где $\eta_г$, $\eta_о$, $\eta_м$ — соответственно гидравлический, объемный и механический КПД.

В выражении (1) наибольшее значение имеет гидравлический КПД. Его определению уделяется особое внимание, так как он отражает потери напора в проточной части насоса, которые в свою очередь делятся на потери в РК и в спиральном отводе, включая выходной диффузор *4*, и рассматриваются раздельно. Для этой цели используют гидравлический КПД $\eta_к$ рабочего колеса и потери $\zeta_{с.о}$ в спиральном отводе:

$$\eta_к = \frac{H_к}{H_т}\frac{U_2}{U_2} = \frac{\overline{H}_к}{\overline{H}_т};$$

$$\xi_{с.о} = \frac{H_к - H}{\frac{C_{2U}^2}{2}} = 2\frac{\overline{H}_к - \overline{H}}{\overline{H}_т^2} = 2\frac{\eta_к - \eta_г}{\overline{H}_т}, \qquad (2)$$

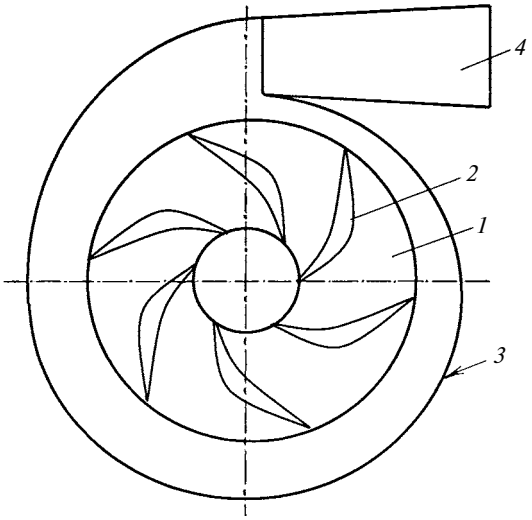



**Рис. 1. Схема центробежного насоса:**
*1* — рабочее колесо; *2* — лопатка колеса; *3* — спиральный отвод; *4* — выходной диффузор

где $H_к$ — напор за РК; $H_т$ — теоретический напор; $U_2$ — окружная скорость РК на внешнем диаметре; $\overline{H}_к$ — коэффициент напора; $\overline{H}_т$ — коэффициент теоретического напора; $C_{2U}$ — окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из РК.

Для единообразного подхода к оценке потерь в РК и спиральном отводе отнесем потери напора в РК к кинетической энергии в относительном движении на входе в РК:

$$\xi_к = \frac{H_т - H_к}{\frac{W_1^2}{2}} = 2\frac{\overline{H}_т - \overline{H}_к}{(1+\overline{C}_{1r}^2)\overline{D}_1^2} = 2\frac{\overline{H}_т(1-\eta_к)}{(1+\overline{C}_{1r}^2)\overline{D}_1^2},$$

где $W_1$ — относительная скорость потока на входе в РК (рис. 2); $\overline{C}_{1r} = \frac{C_{1r}}{U_1}$ — коэффициент расхода на входе в РК ($C_{1r}$ — расходная скорость на входе в РК, $U_1$ — окружная скорость РК), $\overline{D}_1 = \frac{D_1}{D_2}$ — относительный диаметр входа в РК ($D_1$, $D_2$ — диаметры РК на входе и выходе).

Отсюда

$$\eta_к = 1 - \frac{\xi_к(1+\overline{C}_{1r}^2)\overline{D}_1^2}{2\overline{H}_т}.$$

Так как величина $\overline{C}_{1r}$ достаточно мала, то можно принять $\eta_к \approx 1 - \frac{\xi_к\overline{D}_1^2}{2\overline{H}_т}$. Преобразовав формулу (2) относительно гидравлического КПД насоса, получим:

$$\eta_г = \eta_к - \frac{\xi_{с.о}\overline{H}_т}{2} = 1 - \frac{\xi_к\overline{D}_1^2}{2\overline{H}_т} - \frac{\xi_{с.о}\overline{H}_т^2}{2\overline{H}_т}. \qquad (3)$$

Многочисленными опытами, проведенными в ЦИАМе и других организациях, установлено, что для ключевых параметров насосов ТНА жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) величина $\xi_к$ меняется в пределах 0,4÷0,5, а величина $\xi_{с.о}$ — в пределах 0,24÷0,26. Приняв средние значения $\xi_к = 0{,}45$ и $\xi_{с.о} = 0{,}25$, получим:

$$\eta_г = 1 - \frac{0{,}225}{\overline{H}_т} = (\overline{D}_1^2 + 0{,}556\overline{H}_т^2) =$$

$$= 1 - 0{,}225\overline{H}_т\left(\frac{\overline{D}_1^2}{\overline{H}_т^2} + 0{,}556\right).$$

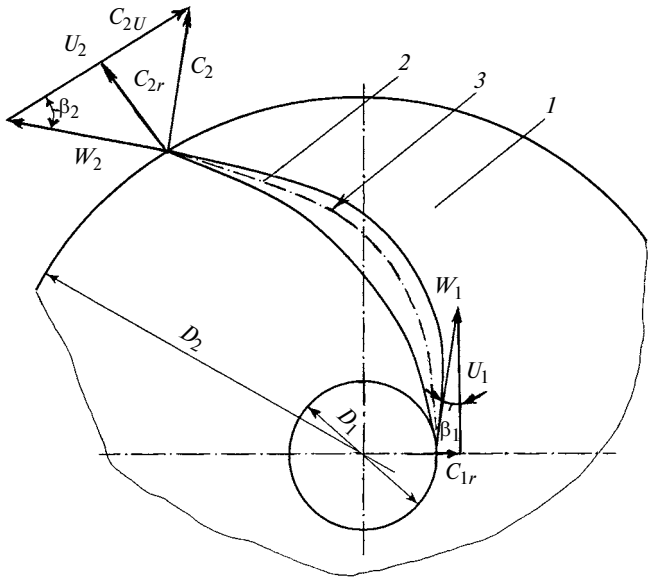



**Рис. 2. Геометрия лопатки рабочего колеса и треугольники скоростей:**
*1* — рабочее колесо; *2* — лопатка колеса; *3* — средняя линия профиля лопатки

В действительности гидравлический КПД в силу вторичной взаимозависимости величин $\xi$, $\overline{D}_1$ и $\overline{H}_т$, которая не поддается аналитическому учету, а также вследствие неравномерности поля скоростей не превышает 0,9 и может снижаться с увеличением параметра $\overline{D}_1$.

Выполним оптимизацию коэффициента теоретического напора при средних значениях: $\xi_к = 0{,}45$; $\xi_{с.о} = 0{,}25$. Для этого продифференцируем выражение (3) по $\overline{H}_т$ и приравняем производную к нулю:

$$\frac{\partial\eta_г}{\partial\overline{H}_т} = \frac{\xi_к\overline{D}_1^2}{2\overline{H}_т^2} - \frac{\xi_{с.о}}{2} = 0.$$

Отсюда

$$\overline{H}_{т.опт} = \sqrt{\frac{\xi_к\overline{D}_1^2}{\xi_{с.о}}}.$$

Подставив средние значения коэффициентов $\xi$, найдем:

$$\overline{H}_{т.опт} = 1{,}342\,\overline{D}_1.$$

Ниже приведены значения $\overline{H}_{т.опт}$, соответствующие максимальному значению $\eta_г$ при варьируемом $\overline{D}_1$.

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| $\overline{D}_1$ | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 |
| $\overline{H}_{т.опт}$ | 0,402 | 0,537 | 0,671 | 0,805 | 0,939 |
| $\eta_{г\,max}$ | 0,899 | 0,866 | 0,832 | 0,798 | 0,766 |

До настоящего времени такая оптимизация не проводилась. Полученные оптимальные значения $\overline{H}_{\text{т.опт}}$ и соответствующие им значения $\eta_{\text{г}\max}$ позволяют надежно определять гидравлический КПД насоса.

Объемный КПД насоса связан с потерей части энергии, которую уносит с собой жидкость, перетекающая из области за РК в область входа в него. Объемный КПД определяется выражением

$$\eta_{\text{о}} = \frac{QH\rho}{\rho QH + \rho\Delta QH},$$

где $Q$ и $\rho$ — объемный расход и плотность жидкости; $\Delta Q$ — объем перетекающей жидкости.

Так как плотность жидкости считается везде одинаковой и энергия, подведенная в РК к единице массы (объема) основного потока, равна энергии утекающей жидкости, получим

$$\eta_{\text{о}} = \frac{Q}{Q + \Delta Q} = \frac{1}{1 + \dfrac{\Delta Q}{Q}}.$$

Задача определения объемного КПД разработана достаточно подробно, но решение содержит громоздкие формулы с эмпирическими коэффициентами, которые, в свою очередь, меняются в некоторых пределах. Поскольку, как показывает опыт, объемный КПД удачно спроектированных насосов находится в пределах 0,96÷0,98, то на практике величину $\eta_{\text{о}}$ задают, используя статистические данные. Более того, в кратковременно действующих насосах одноразового применения конструктивными способами объемный КПД насоса можно свести к величине, близкой к единице. Поэтому рассматривать в данной статье определение $\eta_{\text{о}}$ нецелесообразно.

Механический КПД $\eta_{\text{м}}$ характеризует потери на трение в пазухах между дисками РК и корпусом насоса, в его уплотнительных узлах и ходовой части и выражается формулой

$$\eta_{\text{м}} = 1 - \frac{\Delta N_{\text{тр}}}{N},$$

где $\Delta N_{\text{тр}}$ — механические потери; $N$ — мощность, потребляемая насосом.

В работе [2] для подсчета механических потерь приведено часто используемое выражение

$$\Delta N_{\text{тр}} = 0{,}765K\gamma\left(1 + 10\frac{\Delta K}{D_2}\right)D_2^5\left(\frac{n}{10^3}\right)^3,$$

где $K \approx 0{,}1$ — постоянная для насосов ТНА ЖРД; $\Delta K$ — ширина одного диска РК; $\gamma$ — удельный вес жидкости; $n$ — частота вращения РК.

Величину $\Delta N_{\text{тр}}$ можно определить в зависимости от коэффициента $n_{\text{sг}}$ быстроходности:

$$\Delta\overline{N}_{\text{тр}} = \frac{\Delta N_{\text{тр}}}{N}K\left(1 + 10\frac{\Delta K}{D_2}\right)\frac{769}{\overline{H}_{\text{т}}^{2,5}}\frac{\eta_{\text{о}}\eta_{\text{м}}}{n_{\text{sг}}^2}.$$

При $K = 0{,}1$ имеем:

$$\eta_{\text{м}} = \frac{1}{1 + 77\left(1 + 10\dfrac{\Delta K}{D_2}\right)\dfrac{\eta_{\text{о}}}{\overline{H}_{\text{т}}^{2,5}n_{\text{sг}}^2}}. \qquad (4)$$

Формула (4) удобна тем, что все входящие в нее величины или известны, или легко вычисляются, при этом основной показатель — коэффициент $n_{\text{sг}}$ быстроходности рассчитывают по теоретическому напору:

$$n_{\text{sг}} = \frac{199{,}3\omega\sqrt{Q}}{H_{\text{т}}^{3/4}},$$

где $\omega$ — угловая скорость РК; $Q$ — объемный расход жидкости.

Оценим механический КПД для двух возможных случаев — $n_{\text{sг}} = 60$ и 100, приняв $\Delta K = 0{,}004$ м (два диска колеса); $D_2 = 0{,}1$ м; $\eta_{\text{о}} = 0{,}96$; $\overline{H}_{\text{т}} = 0{,}5$. Подставив эти значения в формулу (4), получим: $\eta_{\text{м}} = 0{,}91$ при $n_{\text{sг}} = 60$; $\eta_{\text{м}} = 0{,}946$ при $n_{\text{sг}} = 100$. Как видим, значительное изменение $n_{\text{sг}}$ дает разницу примерно в 3 %. Увеличение и уменьшение диаметра $D_2$ в 2 раза ($D_2 = 0{,}05$ м и 0,2 м) изменяют $\eta_{\text{м}}$ в пределах 1÷2 %.

Таким образом, получены все зависимости для определения мощностного КПД центробежного насоса — характеристического показателя эффективности его работы.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ


1. **Климовский К. К., Шестаков К. Н.** Методика расчета центробежных и шнекоцентробежных насосов ракетных двигателей. М.: Машиностроение, 1967. 147 с.

2. **Лабораторный** курс гидравлики и насосов / О. В. Байбаков, Д. А. Бутаев, З. А. Калмыкова и др. М.—Л.: Госэнергоиздат, 1961.

УДК 621.873

Ю. В. РЕМИЗОВИЧ, канд. техн. наук (СибАДИ, г. Омск), e-mail: remizovich_uv@sibadi.org

# Управление скоростью подъема груза крановым механизмом

Предложена система управления скоростью подъема груза крановым механизмом, обеспечивающая плавный пуск использованием только механических компонентов.

**Ключевые слова:** плавный пуск, грузоподъемный кран, конвейер, скорость груза.

A load hoisting speed control system of the crane lifting mechanism providing smooth start by use only the mechanical components is proposed.

**Keywords:** smooth start, lifting crane, conveyor, the speed of load.

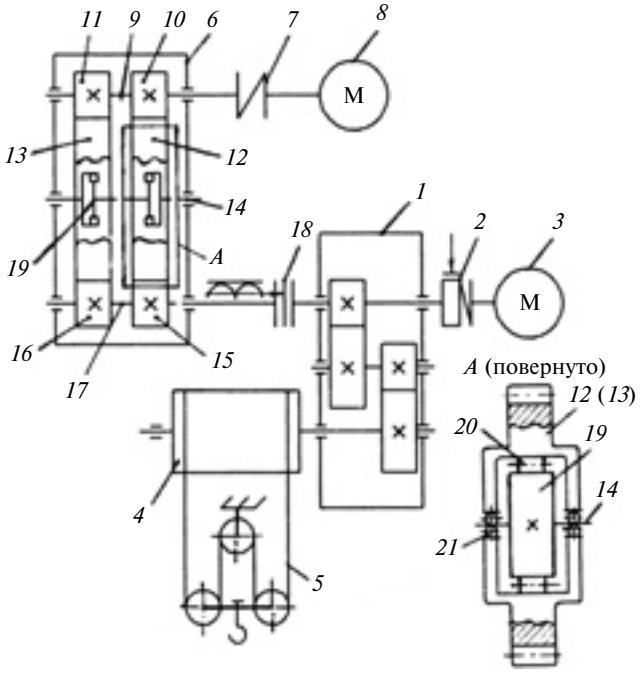
Одна из особенностей работы механизмов грузоподъемных кранов, в частности механизма подъема груза (МПГ), — высокие динамические нагрузки [1]. Это относится и к приводам (приводным станциям) наклонных цепных конвейеров. В обоих случаях необходим плавный пуск (разгон), а для грузоподъемных кранов, кроме того, необходимо обеспечить малые (посадочные) скорости, т. е. приблизительно 10-кратный диапазон изменения скорости подъема/опускания груза.

В работе [2] показана неэффективность электротехнических и электронных устройств для управления скоростью подъема груза при использовании асинхронных двигателей трехфазного тока и обоснована возможность управления этой скоростью, обеспечиваемой МПГ, с помощью только механических устройств. В работе [3] подобная задача решена применением в механизме плавного пуска двухступенчатого планетарного редуктора, обгонной и фрикционной муфт (к сожалению, способ управления фрикционной муфтой не указан).

Предлагаемый МПГ (рисунок) содержит основной редуктор *1*, муфту-тормоз *2*, двигатель *3*, барабан *4* и полиспаст *5* (в этой части механизм выполнен по типовой схеме). Число ступеней редуктора *1*, кратность полиспаста *5* и другие параметры можно изменять в зависимости от грузоподъемности $Q$, диапазона скоростей $v_г$ груза и т. д.

Предлагаемый механизм дополнен редуктором *6*, входной вал которого соединен муфтой *7* с двигателем *8*. Редуктор *6* — двухпоточный: на входном (быстроходном) валу *9* закреплены шестерни *10* и *11*, находящиеся в зацеплении с промежуточными ("паразитными") зубчатыми колесами *12* и *13* соответственно, которые расположены на валу *14* и связаны с ним посредством встроенных обгонных муфт *19*. Передача мощности через редуктор *6* (второй поток) осуществляется зацеплениями зубчатых колес *12* и *15*, *13* и *16*. Выходной вал *17* редуктора *6*, на котором закреплены зубчатые колеса *15* и *16*, соединен фрикционной электромагнитной муфтой *18* с быстроходным валом редуктора *1*. В зубчатые колеса *12*, *13* встроены полумуфты *19* (см. рисунок, выносной элемент *А*), жестко закрепленные на валу *14*, и ролики *20*, замыкающие (размыкающие) кинематическую цепь в зависимости от направления вращения. При разомкнутой цепи колесо *12* или *13* вращается относительно вала *14* на подшипниках *21*.

Работает механизм следующим образом. При включении двигателя *8* напряжение подается на нормально разомкнутую муфту *18* и на нормально замкнутый тормоз муфты-тормоза *2*, т. е. муфта *18* включается, соединяя выходной и входной валы редукторов *1* и *6*; тормоз выключается, обеспечивая вращение валов редуктора *1*. При вращении ротора двигателя *8*, например по часовой стрелке, вращение передает от шестерни *10* на колесо *12* и далее по цепи, так как обгонная муфта, встроенная в колесо *12*, включена; колесо *13* при этом вращается вхолостую, так как его обгонная муфта разомкнута. Поскольку муфта *18* замкнута, то вращаются валы, зубчатые колеса редуктора *1* и барабан *4*. Благодаря полиспасту *5* груз перемещается, например вверх, плавно и с минимальной заданной скоростью $v_{г1}$. Через определенный промежуток времени включа-




**Кинематическая схема механизма подъема груза**

ют двигатель *3*, при этом выключаются двигатель *8* и муфта *18*. Тормоз муфты-тормоза *2* остается расторможенным. Ротор двигателя *3* перед включением вращался вхолостую, что способствует плавному увеличению скорости $v_{г2}$ подъема груза до наибольшего (номинального) значения.

Основные операции подъема/опускания груза при погрузочно-разгрузочных работах, включая холостые перемещения, выполняются с использованием двигателя *3*, редуктора *1* и полиспаста *5*. Для перемещения груза с малыми скоростями включают двигатель *8* и через редуктор *6* включается вся кинематическая цепь.

На механизмы грузоподъемного крана при неустановившемся движении (пуск, торможение) кроме статических нагрузок действуют динамические нагрузки, вызванные вращающимися и поступательно движущимися массами [4]. Тогда

$$T_п = T_с + T_{п.в} + T_{и.п}.$$

Здесь $T_п$ — пусковой момент механизма; $T_с$ — статический момент (при режиме установившегося движения груза, т. е. при движении с постоянной скоростью); $T_{и.в}$ — инерционный момент от вращающихся масс, приведенный к валу двигателя; $T_{и.п}$ — инерционный момент от поступательно движущихся масс.

Слагаемые моменты можно определить по формулам:

$$T_с = \frac{zFD}{2u\eta}; \quad T_{и.в} = \frac{bIn}{9{,}55t}; \quad T_{и.п} = \frac{9{,}55Qv_г^2}{nt\eta},$$

где $z$ — число ветвей каната, закрепленных на барабане; $F$ — сила натяжения каната; $D$ — диаметр барабана; $u$ — передаточное число редуктора (в общем случае $u = u_1u_6$, где $u_1$, $u_6$ — передаточные числа редукторов *1* и *6*; для определения скорости $v_{г2}$ следует использовать $u_6$); $\eta$ — общий КПД; $I$ — момент инерции ротора двигателя *3* или *8* соответственно; $b \approx 1{,}2$ — коэффициент, учитывающий момент инерции вращающихся деталей (валов, зубчатых колес и т. д.); $t$ — время пуска (разгона); $n$ — частота вращения вала двигателя; $Q$ — масса груза; $v_г$ — скорость груза.

Для МПГ фактическое время пуска при подъеме груза рекомендуется [4] определять по формуле

$$t = \frac{bIn}{9{,}55(T_{ср} - T_с)} + \frac{9{,}55Qv_{г2}}{n(T_{ср}T_с)\eta},$$

где $T_{ср}$ — среднее значение момента, развиваемого двигателем.

Достоверное значение $T_{ср}$ можно определить при наличии циклограммы работы МПГ. При потоке грузов, масса $Q$ которых изменяется по случайному закону, разброс значений $T_{ср}$ недопустимо велик. Но в любом случае система управления частотой вращения вала двигателя должна обеспечить необходимое значение времени $t$. Однако это нельзя рассматривать как самоцель — важно обеспечить при пуске допустимое ускорение, так как только это уменьшает динамическое воздействие на металлоконструкцию крана, раскачивание груза и т. д.

Двигатель МПГ выбирают по мощности:

$$P = \frac{Qgv_г}{10^3\eta}k,$$

где $g$ — ускорение свободного падения; $k$ — обобщенный коэффициент, учитывающий условия эксплуатации (тип рабочего органа, группу режима, способ управления и т. д.).

Для привода цепных наклонных конвейеров с частыми остановками (более 8 в смену) также необходимо обеспечить плавный пуск. Задача сводится к уменьшению динамической составляющей общего сопротивления движению ходовой части конвейера

$$F_д = \frac{60v_{х.ч}^2 l}{z_1^2 p}(q + k_1q_{х.ч}),$$

где $F_д$ — динамическая сила; $v_{х.ч}$ — скорость движения ходовой части; $l$ — длина конвейера; $z_1$ — число зубьев приводной звездочки; $p$ — шаг цепи; $q$ — погонная масса (кг/м) груза; $q_{х.ч}$ — погонная масса (кг/м) ходовой части; $k_1$ — коэффициент, учитывающий длину конвейера (при $l < 20$ м $k_1 = 2$).

Конвейеры работают в нереверсивном режиме, поэтому в редукторе *6* достаточно одного потока мощности (например через зубчатые колеса *10*, *12*, *15*), т. е. редуктор *6* упрощается.

По приведенным выше формулам выполнен расчет МПГ мостового крана для случая подъема груза "с веса". Исходные данные: $Q = 20$ т; $v_{г1} = 0{,}02$ м/с; $v_{г2} = 0{,}2$ м/с; $u_1 = 20$ (первая ступень — 5; вторая — 4); $u_6 = 10$ (первая ступень — 5; вторая — 2); $n = 730$ мин$^{-1}$ (для обоих двигателей); $\eta = 0{,}85$.

Результаты расчета: мощности двигателей *8* и *3* — соответственно 5 и 50 кВт; вращающие моменты, передаваемые муфтами *7* и *18*, — соответственно 65 и 600 Н · м (последнее значение приемлемо для фрикционной электромагнитной муфты *18*).

Отличие предлагаемой схемы МПГ от варианта, представленного в работе [2], состоит в последовательном расположении редукторов вместо параллельного, наличии обгонных муфт (для нереверсивных машин типа конвейера — одной муфты), а также фрикционной муфты с электромагнитным управлением.

Кинематическая схема предлагаемого МПГ сложнее, чем используемых. Но отсутствие систе-

УДК 62-131.1: 62-251.001.57

В. Б. КАЙДАЛОВ, д-р техн. наук, В. Л. ПАТРУШЕВ, С. А. СОЛОВЬЕВ, А. А. РУИН, кандидаты технических наук (ОАО "ОКБМ Африкантов", г. Нижний Новгород), e-mail: kocay@okbm.nnov.ru

# Математическое моделирование гибких роторов турбомашины при проектировании страховочных подшипников

Представлены аспекты моделирования динамики выбега гибкого вертикального ротора при отказе электромагнитного подвеса и последующего взаимодействия ротора со страховочными подшипниками скольжения колодочного типа при сухом трении, установленными с зазором относительно ротора.

**Ключевые слова:** дисбаланс, колебания, моделирование, прецессия, резонанс, ротор, турбомашина, электромагнитные подшипники.

We present the modeling aspects of the stop-way dynamics of flexible vertical rotor at failure of electromagnetic hanger and subsequent interaction of the rotor with the safety slider bearings of the drum type with dry friction, mounted with a gap relative to the rotor.

**Keywords:** unbalance, vibrations, modeling, precession, resonance, rotor, turbo-machine, electromagnetic bearings.

В настоящее время расширяется применение систем электромагнитных подшипников (ЭМП), затрагивая все новые области техники, в которых предъявляются особые требования к оборудованию (например, отсутствие механического контакта ротора со статором, не использование смазочного материала [1, 2]). К достоинствам ЭМП относятся возможность демпфирования колебаний и снижение вибраций ротора благодаря электронной системе управления подшипником. Несмотря на резервное питание и запас по грузоподъемности ЭМП при эксплуатации роторных систем возможны ситуации, при которых перемещения ротора могут превысить воздушный зазор в ЭМП; не исключаются и ситуации с полным отключением питания ЭМП или отказом системы управления. Для этих случаев в системе ЭМП предусматриваются радиальные и осевые страховочные или резервные подшипники [3, 4], установленные с зазором относительно ротора. От работоспособности страховочных подшипников (СП) зависит безопасность эксплуатации всей роторной системы.

При математическом моделировании воспроизводится поведение конструкции в условиях эксплуатации, включая аварийные ситуации. Компьютер позволяет моделировать динамику вращения ротора, анализировать параметры процесса (прогибы, реакции опор, напряжения и т. п.), взаимодействие с подшипниками (удары, прецессионное движение, качение, скольжение и др.), оперативно уточнять параметры модели и оптимизировать конструкцию СП по заданным характеристикам.

Рассмотрим некоторые аспекты математического моделирования выбега вертикального ротора турбомашины (ТМ) в радиальных СП колодочного типа с сухим трением для оптимизации параметров СП при проектировании. Для этого выполнен анализ влияния собственных форм колебаний ротора на его динамику при прохождении резонансных зон на выбеге.

Особенности моделируемой роторной системы: вертикальное расположение ротора ТМ; значительная масса (≈23 т); размеры (общая высота ≈25 м, диаметр ротора в местах расположения СП ≈0,5 м) [5]; наличие резонансных зон до рабочей частоты

*(Окончание статьи. Начало см. на стр. 13)*

мы управления двигателем, например тиристорного (частотного) типа, гарантирует его преимущество по массогабаритным показателям и стоимости в 2÷3 раза, по затратам на электроэнергию — более чем в 5 раз.

Таким образом, 10-кратное изменение скорости подъема/опускания груза обеспечивается только механическими устройствами, управление которыми не требует высокой квалификации обслуживающего персонала. Управлять двигателями можно с помощью магнитных пускателей и кнопочных постов "пуск—стоп". Наличие двух двигателей и двух редукторов повышает срок службы МПГ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Справочник** по кранам: Т. 1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций // М. М. Гохберг, В. И. Брауде, И. Е. Звягин и др. Под общ. ред. М. М. Гохберга. М.: Машиностроение, 1988. 536 с.

2. **Ремизович Ю. В.** Управление скоростью подъема груза в крановом механизме // Вестник машиностроения. 2004. № 6. С. 27, 28.

3. **Хадеев Р. Г.** О механизме плавного пуска // Вестник машиностроения. 2010. № 8. С. 84, 85.

4. **Кузьмин А. В., Марон Ф. Л.** Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин. Минск: Вышэйшая школа, 1983. 272 с.

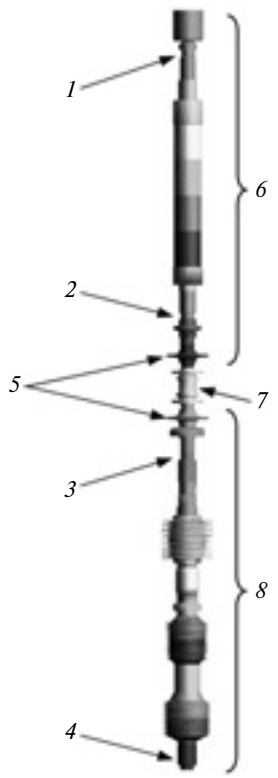



**Рис. 1. Расчетная модель ротора турбомашины:**
*1—4* — места расположения радиальных СП; *5* — места расположения осевых СП; *6* — ротор генератора; *7* — упругая муфта; *8* — ротор турбокомпрессора

вращения ротора. Ротор ТМ состоит из двух роторов — генератора и турбокомпрессора, соединенных упругой муфтой (рис. 1). Каждый ротор вывешивается на двух радиальных и одном осевом ЭМП.

Одним из условий обеспечения работоспособности СП при воздействии на него ротора является минимизация нагрузок на опорные конструкции. Характер движения и взаимодействия вертикального ротора с радиальными СП может быть различным (удар, скольжение или качение по внутреннему кольцу подшипника, прецессионное движение). Значительное число степеней свободы у элементов конструкции СП и наличие разного рода нелинейностей, обусловленных монтажным зазором, жесткостью и демпфированием в элементах СП и зонах контакта, усложнило их математическое описание, что потребовало численного решения задачи с использованием компьютерного моделирования.

При компьютерном моделировании системы "ротор—подшипник" необходимо учитывать особенности конструкции и характеристики элементов системы, влияющие на динамику их взаимодействия.

В модели учитываются основные факторы, определяющие характер движения ротора в СП:

геометрия конструкций, в частности величина зазора между ротором и СП, ход колодок СП;

начальные условия по скорости и положению ротора относительно элементов СП;

показатели жесткости участков ротора (включая фланцевые соединения);

гироскопические моменты ротора и навешенных масс;

распределение остаточного дисбаланса по длине ротора;

демпфирование в системе "ротор — СП": внутреннее трение в местах соединения составных частей ротора; внешнее трение ротора и элементов СП; трение в элементах СП;

жесткости контактных поверхностей ротора и колодок, жесткости контактных поверхностей элементов СП;

упругость силовых элементов СП;

тормозной момент роторной системы при выбеге.

При моделировании каждый ротор ТМ (см. рис. 1) представлен цепочкой твердотельных цилиндров, соединенных упругими элементами. Модель имеет массоинерционные и геометрические характеристики, адекватные характеристикам ротора ТМ, и позволяет учитывать гироскопические моменты. Для уточнения параметров элементов модели решалась оптимизационная задача по обеспечению соответствия форм и значений собственных частот изгибных колебаний с 3D конечно-элементной моделью ротора ТМ. Различия частот колебаний модели, состоящей из цилиндров и упругих элементов, и 3D конечно-элементной модели составили для первой, второй и третьей изгибных форм колебаний ротора генератора соответственно 4; 3 и менее 0,1 %; ротора турбокомпрессора — 4; 13 и менее 1 %. Дальнейшее уточнение параметров элементов модели в данном случае нецелесообразно.

Поскольку на этапе проектирования данные о распределении дисбаланса по длине ротора ТМ отсутствуют (оно может быть случайным и разным даже на однотипных роторах), а при эксплуатации дисбаланс может увеличиваться, то при моделировании необходимо принять направления сил, вызванных дисбалансом, из условия максимального увеличения вибрации, максимальных значений прогиба, динамических напряжений и сил реакций на каждой критической и заданной рабочей частотах вращения ротора. Исходя из того, что распределение дисбалансов определяет степень возбуждения различных собственных мод вибрации ротора, наибольший консерватизм для гибкого ротора обеспечивается при направлении векторов дисбаланса на участках ротора в соответствии с собственными формами его изгиба, что вызывает при вращении наибольшие амплитуды поперечных колебаний ротора. На рис. 2 представлены результаты расчетов

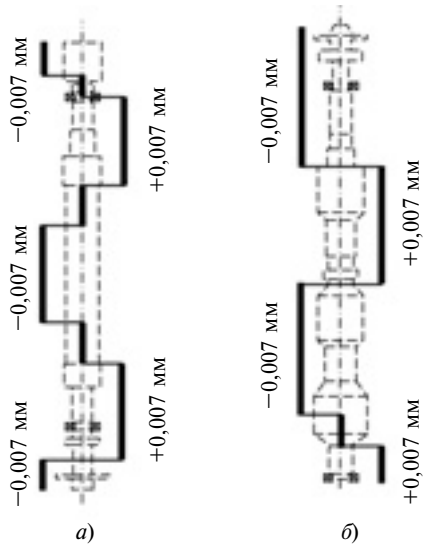



**Рис. 2. Распределение дисбалансов роторов генератора (*а*) и турбокомпрессора (*б*)**

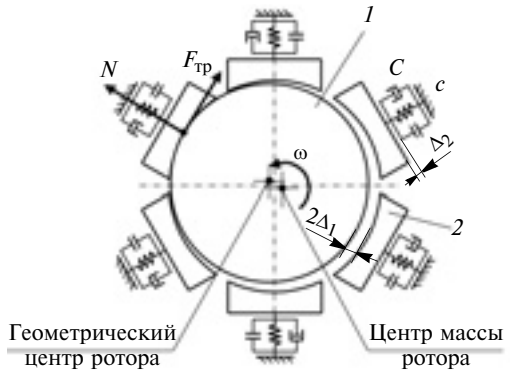



**Рис. 3. Схема нагружения страховочного подшипника:**
*1* — ротор; *2* — колодка; *C* и *c* — коэффициент демпфирования и жесткость упругого элемента

при распределении дисбаланса по третьей форме собственного изгиба ротора, наблюдаемой на частоте, наиболее близкой к номинальной частоте вращения.

Демпфирующие характеристики системы определяются внутренним трением (сопротивлением) в роторе для сталей с коэффициентом поглощения $\psi = 0{,}01 \div 0{,}18$ [6], представляющим собой отношение количества энергии, рассеиваемой за один цикл, к ее количеству перед началом цикла. Коэффициент поглощения связан с относительным коэффициентом затухания выражением $\xi = \psi/4\pi$. При моделировании системы во всем частотном диапазоне принимается постоянный относительный коэффициент затухания $\xi = 0{,}02$ (2 %). Для этого введено демпфирование упругих связей модели ротора ТМ. Коэффициенты диссипации в упругих элементах ротора ТМ определяют отдельно для роторов генератора и турбокомпрессора. Коэффициент диссипации выбирали по результатам предварительных расчетов так, чтобы коэффициент апериодичности колебаний частей ротора составлял 0,01 для критических частот, находящихся в диапазоне рабочих частот вращения.

Схема нагружения СП показана на рис. 3. Ротор *1* установлен в СП колодочного типа с зазором $\Delta_1$. Колодки *2* подпружинены в радиальном направлении и могут перемещаться до соприкосновения с жестким корпусом на величину $\Delta_2$.

Принято, что в начальный момент времени ротор ТМ вращается в ЭМП на номинальной частоте относительно своего геометрического центра. Затем радиальные ЭМП отключаются. Замедление вращения ротора при выбеге определяется моментом сопротивления в лопастной системе компрессоров и турбины и кулоновым трением при взаимодействии ротора с СП.

На рис. 4 показан график изменения частоты вращения ротора, полученный расчетом. При выбеге ротор движется по сложной траектории (рис. 5).

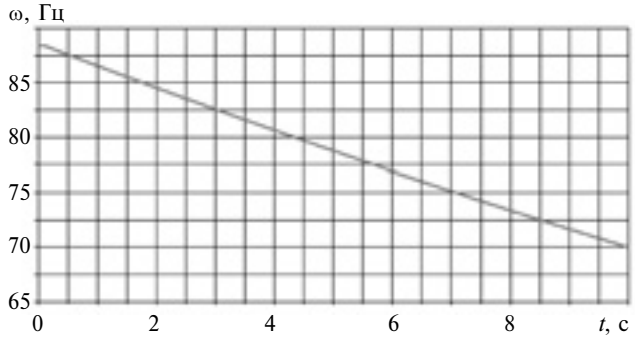



**Рис. 4. Изменение частоты ω вращения ротора во времени *t***

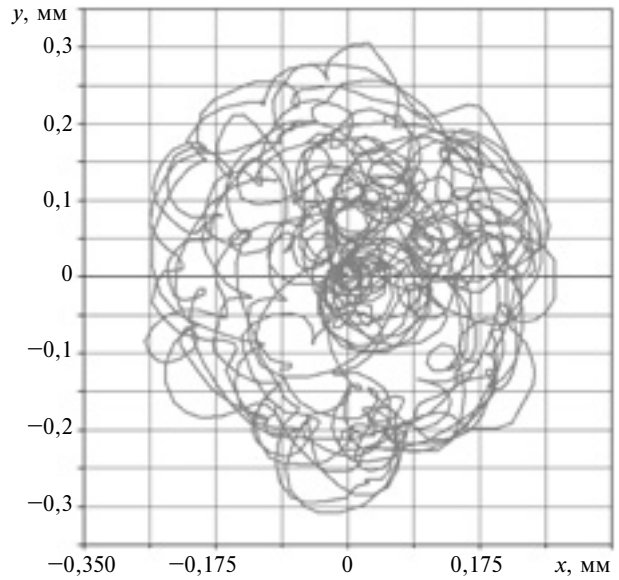



**Рис. 5. Траектория ротора в СП при выбеге**

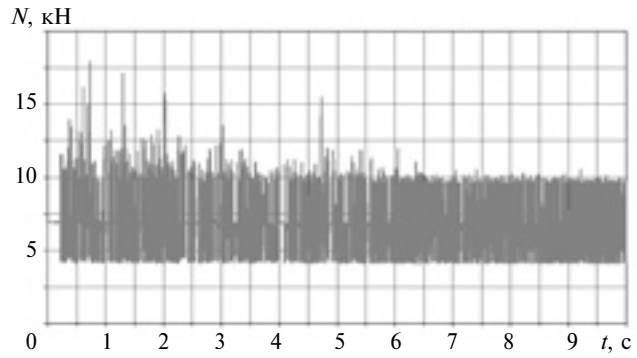



**Рис. 6. Изменение во времени силы *N*, передаваемой одной колодокой СП на корпус**

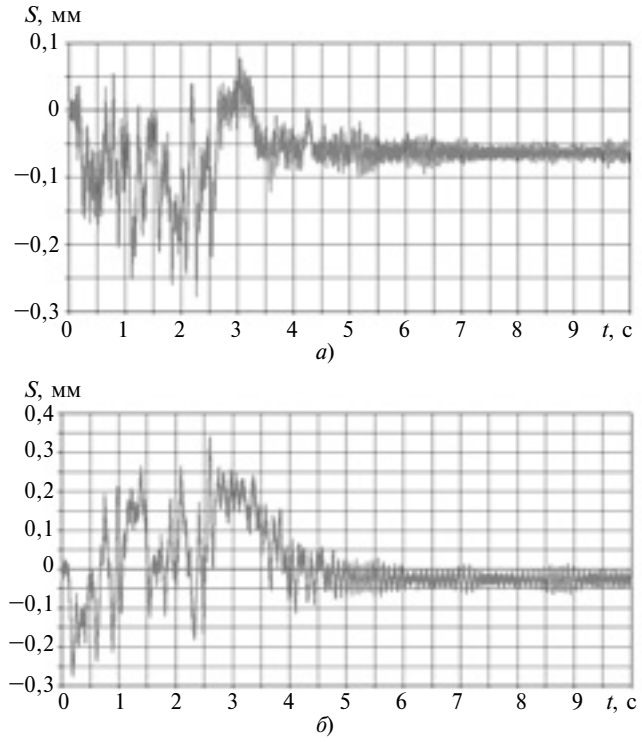



**Рис. 7. Перемещение *S* геометрических центров средних частей роторов генератора (*а*) и турбокомпрессора (*б*) во времени *t***

На первой стадии движение характеризуется взаимными ударами, далее возникает прецессионное движение, при котором ротор стохастически взаимодействует с колодками. Ниже представлены результаты промежуточных оптимизационных решений, в которых перемещения ротора не превышают суммы ($\Delta_1 + \Delta_2$) установленных зазоров и отсутствует взаимодействие ротора с корпусом СП. На рис. 6 приведена диаграмма изменения силы *N*, действующей на колодку и корпус СП, в текущем времени.

Согласно рис. 4 ротор проходит зону резонанса (частота 88÷85 Гц), обусловленную третьей формой собственного изгиба, в период времени с 0,5 до 2 с, когда имеет место увеличение колебаний ротора генератора (рис. 7, *а*) и турбокомпрессора (рис. 7, *б*), сопровождающееся значительными перемещениями колодок СП и силовым воздействием (см. рис. 6). Заданное соотношение жесткости и демпфирования в демпфирующем элементе СП, полученное оптимизацией, а также относительно быстрое прохождение ротором резонансной зоны обеспечивают допустимые нагрузки на СП.

Расчеты показали, что для точного моделирования необходимо максимально учитывать все факторы, влияющие на динамику ротора. Параметры контакта и демпфирования требуют специальных экспериментальных исследований. Для роторных систем, работающих на закритических частотах вращения, необходимо исследование влияния собственных форм колебаний ротора на динамические показатели взаимодействия ротора и подшипников (прогибы, реакции опор, напряжения, вибрация и т. д.).

Моделированием выбега ротора на СП при отказе ЭМП определены параметры демпфирующих элементов СП и усилия их начального поджатия, установлена необходимость снижения коэффициента трения в паре "колодка — ротор", что обеспечило допустимые нагрузки на элементы СП, регламентируемые поперечные колебания ротора в СП и лопастной системе, прочность элементов СП и ротора во всем диапазоне его частот вращения.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Schweitzer G., Bleuler H., Traxler A.** Active magnetic bearings. Basics, properities and applications // Vdf Hochschulverlag AG an der ETH. Zurich: 1994. 244 p.

2. **Design** aspects and achievements of active magnetic bearing research for HTR-1 OGT / X. Yang, S. Zhengang, Y. Guojun, Lei Zhao ets al // Nuclear Enginering and Design. 2008. 238 P. 1121—1128.

3. **Ransom D., Masala A.** Numerical and experimental simulation of a vertical high speed motorcompressor rotor drop onto catcher bearings // 11-th International Symposium on Magnetic Bearings (ISMB). Nara, Japan.

4. **Rotor/auxiliary** bearing dynamic contact modes in magnetic bearing systems / P. Keogh, N. Sahinkaya, C. Burrows, I. Cade / 11-th International Symposium on Magnetic Bearings (ISMB). Nara, Japan.

5. **Tribological** testing of catcher bearing materials of the gas turbine modular helium reactor (GT-MHR) turbomachine / C. B. Baxi, S. E. Belov, M. N. Borovkov ets. al. // Proceedings of ICAPP'10. San Diego, USA. 2010. Paper 10007.

6. **Расчеты** на прочность в машиностроении. Т. 3 / С. Д. Пономарев, В. Л. Бидерман, К. К. Лихарев и др. Под ред. С. Д. Пономарева М.: Машгиз, 1959. 1119 с.

УДК 621.91.001.573

В. В. КУЗЬМИН, д-р техн. наук (МГТУ "Станкин"), e-mail: kvv2607@yandex.ru

# Размерный технологический анализ при проектировании технологической подготовки производства

Разработаны модели на основе графов и матричной алгебры для задач размерного технологического анализа.

**Ключевые слова:** размерный технологический анализ, технологическая подготовка производства, конструкторские размеры, технологические размеры.

The models on the basis of graphs and matrix algebra, intended for the problems of dimensional technological have been elaborated.

**Keywords:** dimensional technological analysis, process-layout preparation, technological preparation of production, design dimensions, technological dimensions.

Размерный технологический анализ (РТА) устанавливает функциональные связи на всех операциях и переходах обработки заготовки между четырьмя видами размеров: конструкторскими; технологическими (связь обрабатываемых поверхностей технологическими базами); размерами межпереходных припусков; размерами заготовки. Теория РТА разработана проф. Б. С. Балакшиным [1], расчеты РТА в системе автоматизированного проектирования использовал проф. В. В. Матвеев [2].

Установление функциональных связей позволяет:

определить возможность обеспечения размеров детали, которые указаны на чертеже;

при отрицательном исходе на основе анализа размерных цепей формировать рекомендации по изменению исходного технологического процесса (ТП) или размеров на чертеже;

при положительном исходе выполнить расчет технологических размеров, межпереходных припусков и минимальных размеров заготовки.

Размерный анализ выполняется на основе выявления размерных цепей, в которых замыкающие звенья — конструкторские размеры и размеры припусков, а составляющие звенья — технологические размеры и размеры заготовки.

Перечисленные задачи РТА решаются на этапах проектирования конструкции изделия (КИ) и технологической подготовки производства (ТПП) (рис. 1):

1 — при отработке конструкции детали на технологичность на этапах проектирования конструкции детали и этапах ТПП до изготовления;

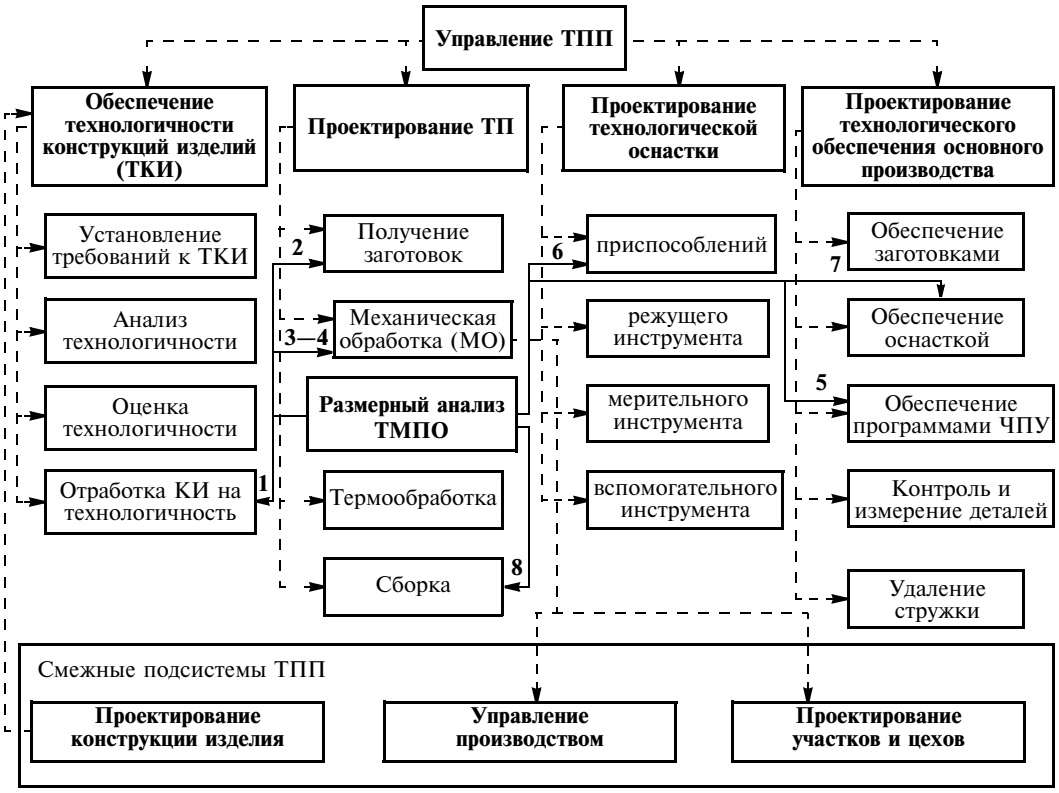



**Рис. 1. Информационные (——▶) и функциональные (— – ▶) связи между задачами размерного анализа технологического процесса механической обработки и функциями технологической подготовки производства**

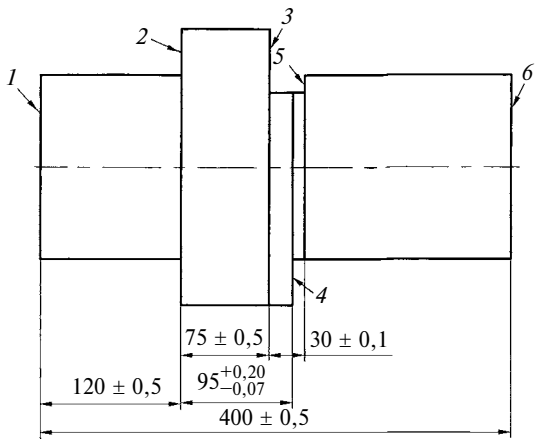



**Рис. 2. Ступенчатый вал:**
*1÷6* — обрабатываемые поверхности

2 — при расчете минимальных размеров заготовки;

3 — при уточненных расчетах параметров операционных технологических процессов (припусков, технологических размеров, режимов резания);

4 — при проектировании операционных эскизов;

5 — при передаче технологической информации на подготовку управляющих программ на станках с ЧПУ;

6 — при подготовке технических требований на проектирование технологической оснастки;

7 — при размерной настройке инструмента в автоматизированном производстве;

8 — при уточнении норм точности изделия в случае корректирования допусков на составляющие звенья (детали).

В современных условиях задачи РТА на машиностроительных предприятиях решаются в рамках подсистем интегрированных систем ТПП. Под интеграцией понимается обмен информацией между подсистемами в автоматическом режиме. Ниже рассмотрена подсистема РТА, разработанная в МГТУ "Станкин", которая в настоящее время находится на стадии опытного внедрения. Пользовательский интерфейс подсистемы разработан на базе DELPHI 7.

*Входную информацию* подсистемы РТА составляет информация о детали (согласно чертежу), о заготовке и последовательности технологических операций и переходов; *условно постоянную информацию* — технические характеристики оборудования и оснастки, показатели качества технологии обработки и заготовок (передается в подсистему РТА из интегрированной базы данных предприятия).

Математическое обеспечение подсистемы РТА использует модели в виде графов при выявлении размерных цепей и в виде матриц при расчете технологических размеров, межпереходных припусков и минимальных размеров заготовки [3] Основные этапы этих расчетов показаны на примере обработки ступенчатого вала (рис. 2).

**Этап 1.** Подготовка исходной информации о размерах детали и заготовки, а также об операционной технологии (табл. 1).

**Этап 2.** Автоматизированное построение технологического графа $G_т$, в качестве вершин которого выбраны поверхности детали в промежуточных состояниях: от состояний, определяемых заготовкой, до финишных состояний. Номер каждой вершины состоит из двух частей: первая определяет номер обрабатываемой поверхности в результате предварительной нумерации, вторая — номер перехода. Две вершины $P_i$ и $P_j$ соединяются дугой $u_{ij}$, если она определяет конструкторский или технологический размер, либо величину снимаемого припуска.

**Этап 3.** Автоматизированное построение конструкторского графа $G_к$.

**Этап 4.** Автоматизированное построение совмещенного графа $G_с$ (рис. 3). Размерные связи детали, припусков, технологические и заготовки представляют собой линейные размеры между поверхностями. Номера поверхностей состоят из двух частей: первые две цифры — номер поверхности, третья цифра — номер состояния заготовки (на рис. 3 индекс 0) и номер прохода (индексы 1 и 2).

*Таблица 1*

**Исходная информация для ступенчатого вала (см. рис. 2)**

| Деталь | | | | Размерные связи | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Размерные связи | | Размеры | | приусков | | технологические | | заготовки | |
| Поз. *1* | Поз. *2* | $A_{min}$ | $A_{max}$ | Поз. *1* | Поз. *2* | Поз. *1* | Поз. *2* | Поз. *1* | Поз. *2* |
| 011 | 061 | 399,50 | 400,50 | 020 | 021 | 040 | 061 | 010 | 060 |
| 011 | 022 | 119,50 | 120,50 | 121 | 022 | 011 | 061 | 010 | 040 |
| 022 | 031 | 074,50 | 075,50 | 040 | 041 | 011 | 041 | 030 | 050 |
| 022 | 042 | 094,90 | 095,50 | 041 | 041 | 021 | 061 | 030 | 060 |
| 031 | 051 | 029,90 | 030,10 | 030 | 031 | 021 | 042 | — | — |
| — | — | — | — | 060 | 061 | 021 | 031 | — | — |
| — | — | — | — | — | — | 031 | 051 | — | — |
| — | — | — | — | — | — | 022 | 042 | — | — |

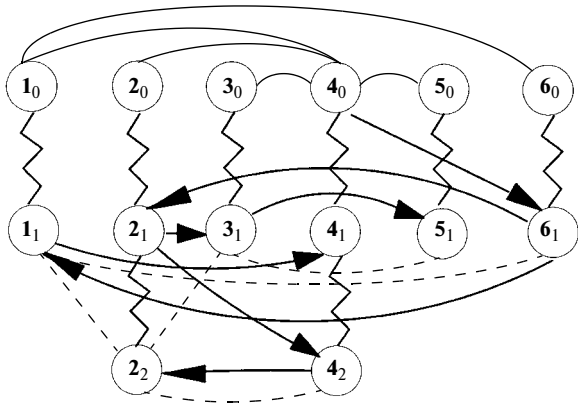



**Рис. 3. Совмещенный граф размеров:**
——— — размеры заготовки; ——▶ — технологические размеры; ⋀⋀⋀ — размеры припусков; – — – — конструкторские размеры

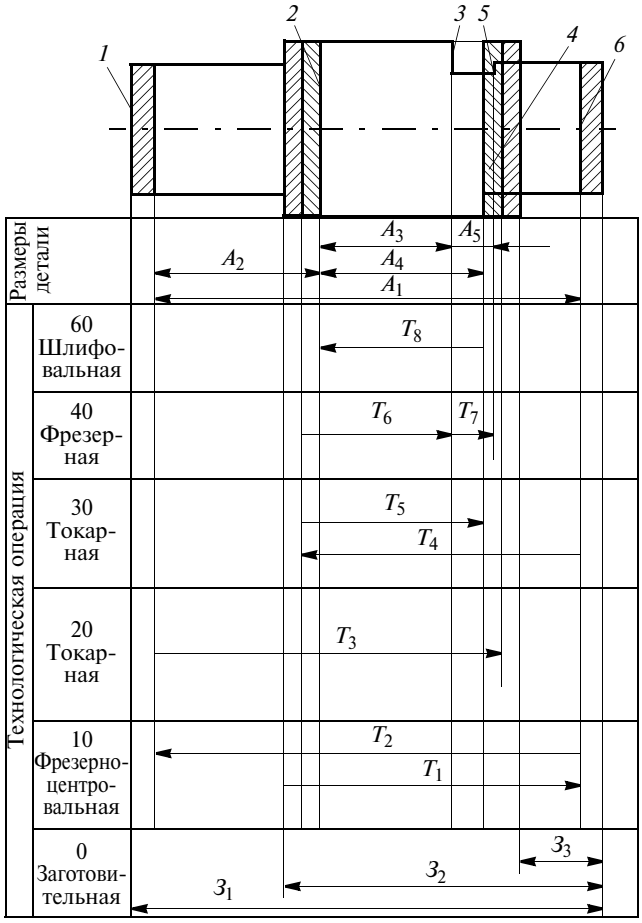



**Рис. 4. Ленточная диаграмма:**
*1÷6* — обрабатываемые поверхности; ▨ — припуск на первом проходе; ▩ — припуск на втором проходе

**Этап 5.** Множество замкнутых контуров (размерных цепей) (рис. 4) совмещенного графа $G_c$ для рассматриваемого примера можно записать в матрично-векторном виде:

$$\begin{bmatrix} \boldsymbol{A} \\ \boldsymbol{Z} \end{bmatrix} = \mathbf{B} \times \begin{bmatrix} \boldsymbol{T} \\ \boldsymbol{З} \end{bmatrix}$$

где $\boldsymbol{A}$, $\boldsymbol{T}$, $\boldsymbol{Z}$, $\boldsymbol{З}$ — векторы соответственно размеров: конструкторских, технологических, припусков, заготовки; **B** — матрица связи между замыкающими и составляющими звеньями.

Множество замкнутых контуров с заданным набором замыкающих звеньев, включает в себя:

контур **1** (11—61) = 11—61; контур **2** (11—22) = = 11—61—21—42—22; контур **3** (22—31) = 22—42—21—31; контур **4** (22—42) = 22—42; контур **5** (31—51) = 31—51; контур **6** (10—11) = 10—40—61—11; контур **7** (20—21) = 20—40—61—21; контур **8** (21—22) = 21—42—22; контур **9** (30—31) = 30—60—10—40—61—21—31; контур **10** (40—41) = 40—61—11—41; контур **11** (41—42) = 41—11—61—21—42; контур **12** (50—51) = 50—40—61—21—31—51; контур **13** (60—61) = 60—40—61.

Каждый контур содержит замыкающее звено (в скобках) и размерную цепь, соединяющую вершины замыкающего звена. Перечисленные замыкающие и составляющие звенья показаны на ленточной диаграмме (рис. 4).

**Этап 6.** Построение матрицы **B**:

$$\mathrm{B} = \begin{bmatrix}
0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 1 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
1 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 1 & -1 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & 1 \\
1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 1 & 0 & -1 & 1 & 0 & -1 & 1 \\
1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0
\end{bmatrix}.$$

**Этап 7.** Проверка обеспечения заданной точности конструкторских размеров с использованием заданной технологии:

$$[\delta \boldsymbol{A}] > \underline{\mathbf{B}} \times \begin{bmatrix} \delta \boldsymbol{T} \\ \delta \boldsymbol{З} \end{bmatrix} \qquad (1)$$

где $\underline{\mathbf{B}}$ представляет собой первые $p$ строк матрицы **B** ($p$ — число обрабатываемых поверхностей):

$$\underline{\mathbf{B}} = \begin{bmatrix}
0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 1 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0
\end{bmatrix}.$$

Условие (1) выполняется, т. е. имеет место неравенство

$$\boldsymbol{A} = \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 0{,}27 \\ 0{,}2 \end{bmatrix} > \mathbf{B} \times \begin{bmatrix} \boldsymbol{T} \\ \boldsymbol{З} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0{,}140 \\ 0{,}282 \\ 0{,}183 \\ 0{,}022 \\ 0{,}062 \end{bmatrix}.$$

**Этап 8.** Вычисление обратной матрицы **B**:

$$\mathbf{B}^{-1} = \begin{bmatrix}
1 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
1 & 1 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\
1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \\
0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\
1 & 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0
\end{bmatrix}.$$

Обратная матрица вычислена правильно, так как выполняется соотношение: $\mathbf{B} \times \mathbf{B}^{-1} = \mathbf{E}$.

**Этап 9.** Вычисление поправочной матрицы

$$\boldsymbol{\Lambda} = \begin{bmatrix}
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
-1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
-1 & 0 & -1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & -1 \\
0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & -1 & 0 \\
-1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0
\end{bmatrix}.$$

**Этап 10.** Вычисление минимальных технологических размеров и размеров заготовки:

$$\begin{bmatrix} \boldsymbol{T} \\ \boldsymbol{З} \end{bmatrix}_{\min} = \mathbf{B}^{-1} \times \begin{bmatrix} \boldsymbol{A} \\ \boldsymbol{Z} \end{bmatrix}_{\min} + \mathbf{B}^{-1} \times \boldsymbol{\Lambda} \times \begin{bmatrix} \delta\boldsymbol{T} \\ \delta\boldsymbol{З} \end{bmatrix}. \quad (2)$$

В формулах (2) значения $\boldsymbol{Z}_{\min}$, $\delta\boldsymbol{T}$, $\delta\boldsymbol{З}$ определяются из таблиц технологических справочников, содержащих значения шероховатости *Rz*, дефекты поверхностного слоя, точности технологических размеров и размеров заготовки (в данном случае заготовки ступенчатого вала, получаемой из поковки 2-го класса точности).

*Таблица 2*

**Результаты расчетов**

| Размеры, мм | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| технологические | | | припусков | | | заготовки | | |
| Звено | $T_{\min}$ | $T_{\max}$ | Звено | $Z_{\min}$ | $Z_{\max}$ | Звено | $T_{\min}$ | $T_{\max}$ |
| 40—61 | 185,50 | 185,70 | 10—11 | 0,10 | 1,20 | 10—60 | 398,80 | 399,60 |
| 11—61 | 399,50 | 399,60 | 20—21 | 0,10 | 1,20 | 10—40 | 214,20 | 215,00 |
| 11—41 | 214,20 | 214,30 | 21—22 | 0,10 | 0,15 | 20—40 | 94,70 | 95,50 |
| 21—61 | 280,00 | 280,10 | 40—41 | 0,10 | 0,50 | 30—50 | 29,00 | 29,90 |
| 21—42 | 95,00 | 95,05 | 41—42 | 0,10 | 0,45 | 30—60 | 205,45 | 206,25 |
| 21—31 | 74,65 | 74,75 | 30—31 | 0,10 | 2,90 | — | — | — |
| 31—51 | 29,90 | 30,00 | 50—51 | 0,10 | 3,80 | — | — | — |
| 22—42 | 94,90 | 94,90 | 60—61 | 0,10 | 1,90 | — | — | — |

**Этап 11.** Вычисление максимальных значений технологических размеров $\boldsymbol{T}$ и размеров $\boldsymbol{З}$ заготовки:

$$\begin{bmatrix} \boldsymbol{T} \\ \boldsymbol{З} \end{bmatrix}_{\max} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{T} \\ \boldsymbol{З} \end{bmatrix}_{\min} + \begin{bmatrix} \delta\boldsymbol{T} \\ \delta\boldsymbol{З} \end{bmatrix}.$$

**Этап 12.** Результаты расчетов технологических размеров, размеров заготовки и припусков сводятся в таблицу (табл. 2).

## Корректировка технологического процесса с использованием РТА

Если условие (1) не выполняется (данная технология не обеспечивает заданную точность конструкторских размеров по чертежу), необходимо скорректировать технологический процесс одним из следующих способов:

корректировка структуры ТП путем изменения последовательности выполнения переходов так, чтобы сократить длину критических размерных цепей;

изменение параметров точности технологических размеров путем ужесточения требований к точности технологической системы (оборудования и оснастки) и методов настройки;

одновременное изменение структуры ТП и параметров точности технологических размеров.

Рассмотрим возможность корректировки ТП на примере трехступенчатого вала. Задан конструкторский размер $\boldsymbol{A}$ = (11—22) с допуском $\delta\boldsymbol{A}$ = 0,10. В этом случае условие (1) не выполняется, а выдается информация о невыполнении указанного раз-

УДК 621.43.056

О. А. ЯКОВЛЕВ, Е. А. ЧАЩИН, канд. техн. наук (Ковровская ГТА им В. А. Дегтярёва), e-mail: kanircha@list.ru

# Повышение полноты сгорания топливно-воздушной смеси в двигателе электростатической обработкой

Экспериментально исследовано влияние электростатической обработки на полноту сгорания топливно-воздушной смеси, внешнюю скоростную характеристику ДВС и токсичность выхлопных газов.

**Ключевые слова:** топливно-воздушная смесь, полнота сгорания, электростатическая обработка воздуха.

The effect of electrostatic processing on the combustion efficiency of the fuel-air mixture, external speed ability of internal combustion engine, and the exhaust toxicity has been investigated experimentally.

**Keywords:** fuel-air mixture, combustion efficiency, the electrostatic air processing.

В настоящее время актуальными являются проблемы ресурсосбережения и повышения экологической безопасности. В значительной степени это относится к транспорту, при эксплуатации которого необходимо снижать токсичность отработавших газов при сохранении энергетических показателей двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Это возможно, если обеспечить соответствие времени сгорания топливно-воздушной смеси (ТВС) в рабочем объеме ДВС фазам газораспределения. Время сгорания ТВС при эксплуатации автомобилей в городском режиме многократно изменяется в связи с изменениями частоты вращения коленчатого вала — от холостого хода до полной нагрузки.

Известные способы управления полнотой сгорания, такие как начальная регулировка угла опережения зажигания ТВС, выбор профиля кулачка распределительного вала, изменение состава ТВС и т. п., не обеспечивают полноты сгорания ТВС, что обусловливает повышенный расход топлива и увеличение выбросов вредных веществ в окружающую среду. Снизить экологическую нагрузку можно путем дожигания ТВС в активной зоне катализатора. Но так как этот процесс проходит за пределами рабочего цикла, то использование каталитических нейтрализаторов также повышает расход топлива. Следовательно, задача обеспечения соответствия времени сгорания ТВС времени рабочего цикла остается нерешенной. Результаты исследований [1] показали, что ее можно решить, применив электростатическую обработку ТВС. В этом случае, например для двигателя ВАЗ-2106, наблюдалось снижение содержания СО в отработавших газах с 2,7 до 2,4 % при сохранении эффективной мощности двигателя.

Известно, что электростатическая обработка воздуха сопровождается повышением концентрации радикалов O, H, OH и образованием синглетного кислорода $O_2(a^1\Delta_g)$ [2]. Рассмотрим влияние изменения концентрации $O_2(a^1\Delta_g)$ на процесс сгорания ТВС. При маломощном источнике воспламенения (электрическая искра) скорость воспламенения в значительной степени зависит от времени индукции — времени запаздывания самовоспламенения, так как искра, попадая в ТВС, нагревает некоторый объем смеси, но при этом происходит охлаждение искры:

$$t^*_{\text{инд}} = t_{\text{инд}}\exp(-\alpha E^*/T)/\sigma_{\text{O}}, \qquad (1)$$

где $t_{\text{инд}}$ — время индукции горения в отсутствии возбужденной среды; $\alpha = 0{,}2\div1$ — коэффициент использования энергии с плотностью $E^* = 0{,}96$ эВ; $\sigma_{\text{O}}$ — степень возбуждения кислорода; $T$ — температура реакции.

Учитывая, что время горения ТВС в цилиндре ограничено фазами газораспределения, можно предположить, что уменьшение времени индукции приведет к более полному сгоранию ТВС. Из формулы (1) определим условие ионизации воздуха

*(Окончание статьи. Начало см. на стр. 19)*

мера с указанием критического контура 11—61—21—42—22. Анализируя состав звеньев этого контура, измененяем последовательность технологических переходов с целью сокращения длины размерной цепи: 11—42—22. Накопленная точность составляющих звеньев размерной цепи в этом случае равна 0,044, т. е. условие (1) выполняется при ужесточении составляющих звеньев путем использования более точного оборудования и технологической оснастки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Балакшин Б. С.** Основы технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 1969. 560 с.

2. **Матвеев В. В., Бойков Ф. И., Свиридов Ю. Н.** Размерный анализ технологических процессов изготовления деталей машин. Челябинск: ЧТИ, 1977. 126 с.

3. **Кузьмин В. В., Схиртладзе А. Г.** Математическое моделирование технологических процессов сборки и механической обработки изделий машиностроения М.: Высшая школа, 2008. 279 с.

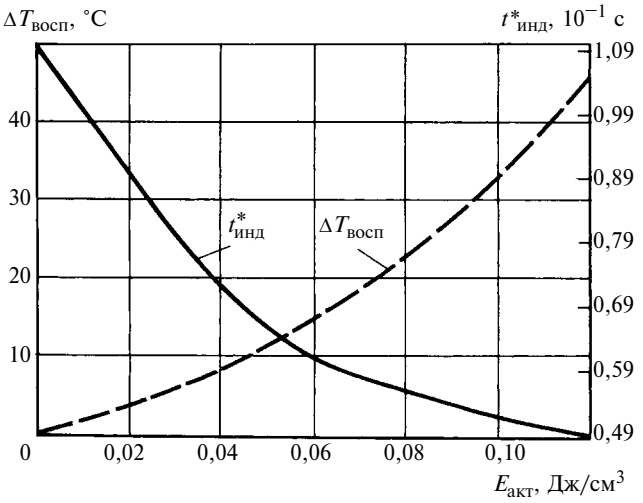



**Рис. 1. Графики времени $t_{инд}$ (*1*) и снижения температуры $\Delta T_{восп}$ (*2*) при ионизации ТВС**

как составной части ТВС, при которой возможно сокращение времени индукции: $\sigma_O > \exp(-\alpha E^*/T)$.

Считаем, что зона горения распространяется в сторону несгоревшей ТВС с нормальной скоростью $u_0$, характерной для горения в замкнутом пространстве. Рассмотрим совместное протекание процессов теплопроводности, диффузии и химической кинетики [3]: $u_0 = \left(\chi/\rho_0 \frac{T_{сг} - T_0}{T_1 - T_0}\bar{w}\right)^{1/2}$, где $\chi$ — коэффициент теплопроводности; $\rho_0$ — плотность ТВС; $T_{сг}$ — температура горения; $T_0$ — начальная температура ТВС; $T_1$ — температура воспламенения ТВС; $\bar{w}$ — средняя скорость реакции горения.

Скорость $u^*$ горения ТВС, содержащей синглетный кислород, отличается от скорости $u_0$ горения и в линейном приближении может быть определена как:

$$u^* = u_0(T_1/T_1^*)^{1/2}, \qquad (2)$$

где $T_1^*$ — температура воспламенения в среде синглетного кислорода.

Из уравнения (2) видно, что скорость горения зависит от отношения температур воспламенения неионизированной и ионизированной ТВС, т. е. от степени ионизации. Влияние синглетного кислорода на температуру воспламенения ТВС определяется уравнением

$$E_{акт}/T_1 = \\ = (E_{акт} - \alpha E^*)(T_1^*)^{-1}\{1 + \sigma_O \exp(\alpha E^*/T_1^*)\}^{-1}, \qquad (3)$$

где $E_{акт}$ — энергия активации воспламенения ТВС.

Подставив равенство (3) в выражение (1), получим:

$$E_{акт}/T_1 \geqslant (E_{акт} - \alpha E^*)(T_1^*)^{-1} + G, \qquad (4)$$

где $G$ определяется из выражения $\sigma_O = \exp(-G)GL + \alpha E^*/T^*$.

Из формул (3) и (4) видно, что при заданной степени $\sigma_O$ возбуждения кислорода температура воспламенения ТВС снижается: чем меньше $G$, тем ниже $T_1^*$. Снижение температуры воспламенения в среде возбужденного кислорода удобно оценить разностью $\Delta T = T_1^* - T_1$.

Влияние электростатической обработки на температуру воспламенения и время индукции показано на рис. 1. Зависимости построены с учетом того, что максимальная концентрация ионов синглетного кислорода достигается при электростатической обработке в режиме тлеющего разряда (плотность энергии до 0,12 Дж/см$^3$). При дальнейшем увеличении плотности энергии режим тлеющего разряда переходит в дуговой режим, при этом резко снижается образование синглетного кислорода [4]. Электростатическая обработка приводит к нелинейному уменьшению времени $t_{инд}$ индукции (со 100 до 49 мс) (см. рис. 1), которое сопровождается снижением температуры воспламенения $\Delta T_{восп}$ на величину до 50 °С.

Принимаем, что ДВС работает по циклу Отто, тогда время горения ТВС ограничено фазами газораспределения. Оценим влияние снижения температуры воспламенения на полноту сгорания ТВС в цилиндре. Результаты расчета для двигателя ВАЗ-2106 при частоте вращения коленчатого вала 1000 мин$^{-1}$, начальном угле опережения зажигания 7° приведены на рис. 2.

Время рабочего цикла в четырехтактном ДВС при неизменных фазах впуска и выпуска (см. рис. 2, линии *3* и *4* соответственно) ограничено временем

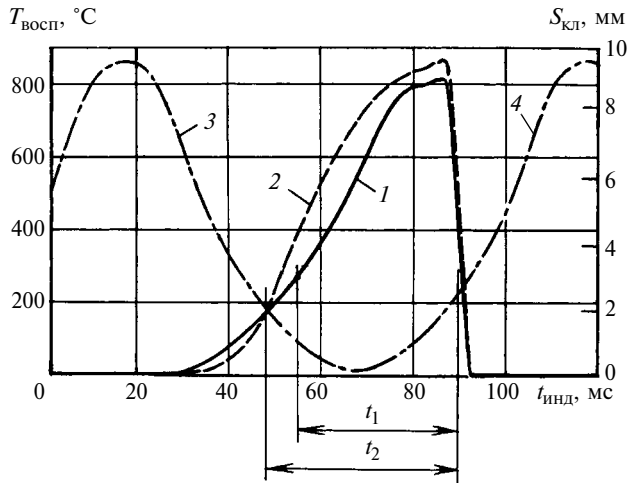



**Рис. 2. Графики температуры $T_{восп}$ (*1* и *2*) ($E_{акт}$ = = 0,12 Дж/см$^3$) и высоты $S_{кл}$ подъема впускного (*3*) и выпускного (*4*) клапанов:**
*1* — базовый вариант, без ионизации ТВС; *2* — с ионизацией и обедненной ТВС

подъема клапанов на величину $S_{кл}$ и для рассматриваемого случая составляет 59 мс. Оценим полноту сгорания ТВС соотношением времени горения и времени рабочего цикла. В результате ионизации ТВС при снижении температуры воспламенения с 302 до 253 °С время горения ТВС увеличивается на 20 % — с 32 до 40 мс ($t_1$ и $t_2$ соответственно). При этом относительная полнота сгорания ТВС также увеличивается — с 0,66 до 0,81.

Результаты моделирования (см. рис. 1, 2) показали, что ионизация ТВС позволяет достичь лучшего соответствия времени сгорания ТВС и времени рабочего цикла. Проверим это экспериментально. Для экспериментальных исследований как базовый вариант использовали рядный четырехцилиндровый четырехтактный бензиновый карбюраторный двигатель ВАЗ-2106 с рабочим объемом цилиндров 1569 см$^3$ и эффективной мощностью 53 кВт при частоте вращения 5400 мин$^{-1}$. Доработка двигателя для выполнения исследований заключалась в установке устройства для электростатической обработки ТВС до карбюратора. Устройство создавало напряженность электростатического поля, равную 20 кВ/см [1], что при скорости прокачки воздуха в зоне смесеобразования 15÷50 м/с обеспечивало формирование тлеющего разряда с плотностью энергии 0,065 Дж/см$^3$.

Известно [5], что полноту сгорания можно оценивать по разности температур головки блока цилиндров ($T_{ГБЦ}$) и выпускного коллектора ($T_{кол}$). Результаты экспериментальных исследований приведены на рис. 3. Увеличение частоты вращения коленчатого вала сопровождается плавным ростом температур $T_{ГБЦ}$ и $T_{кол}$ (см. рис. 3, линии *1* и *3*) что связано с увеличением количества сжигаемой ТВС. При электростатической обработке температура $T_{кол}$ (см. рис. 3, линия *4*) повышается, практически повторяя закон изменения $T_{кол}$ в базовом варианте (см. рис. 3, линия *3*), что подтверждает равенство условий испытания. При электростатической обработке ТВС температура $T_{ГБЦ}$ (см. рис. 3, линия *2*) повышается на 9÷11 °С во всем диапазоне частот вращения коленчатого вала ДВС по сравнению с температурой базового варианта (см. рис. 3, линия *1*). Повышение температуры $T_{ГБЦ}$ при прочих равных условиях может быть вызвано увеличением полноты сгорания на 9÷11 %. При проведении эксперимента использовали штатное принудительное воздушное охлаждение радиатора. Температура охлаждающей жидкости (ТОСОЛ А40) не превышала 72 °С, что существенно ниже предельных значений температур (110 °С) для данных охлаждающей жидкостей и системы охлаждения ДВС. Это указывает на возможность применения электростатической

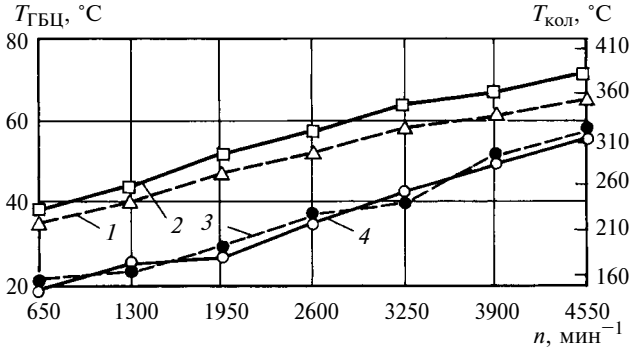



**Рис. 3. Графики температур $T_{ГБЦ}$ (*1* и *2*) и $T_{кол}$ (*3* и *4*):**
*1* и *3* — базовый вариант, без ионизации ТВС; *2* и *4* — с ионизацией ТВС

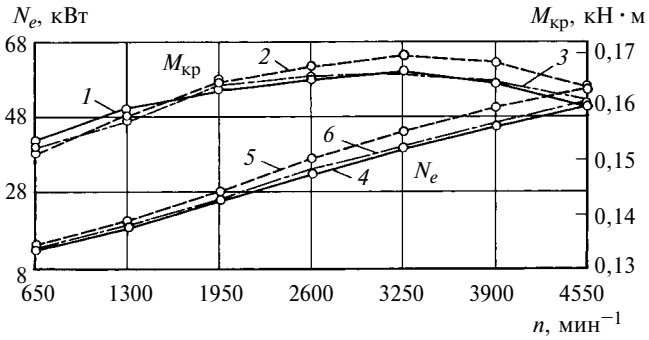



**Рис. 4. Графики эффективной мощности $N_e$ и крутящего момента $M_{кр}$:**
*1* и *4* — базовый вариант, без ионизации ТВС; *2* и *5* — с ионизацией ТВС; *3* и *6* — вычислительный эксперимент

обработки ТВС для всех типов ДВС без изменения их конструкции и вспомогательных систем.

Внешняя скоростная характеристика (ВСХ) ДВС также зависит от полноты сгорания ТВС в цилиндре. Рассмотрим влияние электростатической обработки ТВС на изменение ВСХ. На рис. 4 приведены результаты вычислительного эксперимента (линии *3* и *6*), выполненного с использованием программного обеспечения Lotus engineering software [6]. В диапазоне частот вращения вала от 650 до 4500 мин$^{-1}$ результаты экспериментальных исследований по базовому варианту (линии *1* и *4*) качественно и количественно соответствуют теоретическим результатам, что позволяет считать их достоверными. Электростатическая обработка ТВС обеспечивает рост максимальной эффективной мощности на 9 % — до 56 кВт (линия *5*) при одновременном увеличении крутящего момента на 9 % — до 0,169 кН · м (линия *2*). Таким образом, полученные результаты подтверждают предположение об увеличении полноты сгорания ТВС в цилиндре ДВС.

Оценим влияние электростатической обработки ТВС на повышение экологичности транспорта. Согласно ГОСТ 172203—87 одним из показателей ток-

УДК 621.791.08

Г. А. РАСТОРГУЕВ, д-р техн. наук (РУДН, г. Москва),
e-mail: kafedra.tm.rudn@mail.ru

# Контроль и диагностика трубных узлов

Систематизированы возникающие при изготовлении дефекты трубных узлов нефтегазовых объектов, дана классификация дефектов, приведены методы и средства контроля качества изготовления трубных узлов.

**Ключевые слова:** трубные детали и узлы, сварные соединения, методы и средства контроля, качество продукции.

A systematization of fabrication defects, arising in the production of pipeline units of oil and gas objects is adduced, the defects classification is given, and also the methods and means of quality control of the pipeline unit production are presented.

**Keywords:** pipeline parts and units, welded joints, methods and means of control, product quality.

Экономический потенциал любого государства во многом определяется производством конкурентоспособного оборудования и наличием освоенных эффективных технологий. Топливно-энергетический комплекс Западной Сибири, созданный в 70÷80-е годы прошлого столетия, остается основной составляющей экономики Российской Федерации, которая, являясь мировым лидером по объектам добычи углеводородного сырья, значительно уступает зарубежным странам с развитой нефтегазовой промышленностью по номенклатуре, эксплуатационным характеристикам и качеству нефтегазового оборудования.

В нефтяной и газовой промышленности кроме труб и арматуры широко используются различные технологические обвязки, которые собираются из соединительных деталей и трубных узлов и предназначены для изменения направления и разделения потока среды, соединения между собой труб разных диаметров, поворотов трубопроводов и ответвлений от них. К трубным деталям в общем случае относят отводы, тройники, переходы (концентрические и эксцентрические), заглушки, фланцы и днища (рис. 1) [1]. Общий объем выпускаемых в настоящее время в России трубных деталей и узлов превышает $30 \cdot 10^3$ т/г, в том числе $27 \cdot 10^3$ т/г диаметром 530÷1420 мм (таблица).

Систематизация применяемых в трубопроводном строительстве деталей и узлов показала, что для компрессорных станций (КС) используются трубные узлы пяти основных и двух дополнительных видов, а для неф-

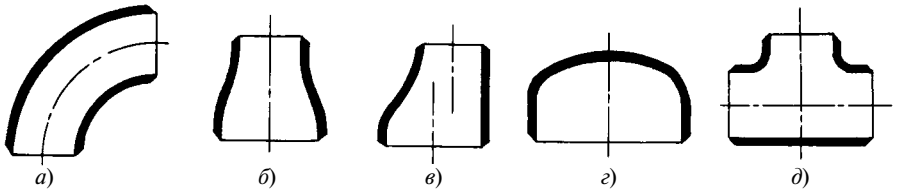



**Рис. 1. Виды трубных узлов:**
*а* — отвод; *б* и *в* — концентрический и эксцентрический переходы; *г* — заглушка; *д* — тройник

*(Окончание статьи. Начало см. на стр. 23)*

сичности отработавших газов является концентрация монооксида углерода CO, измеряемая в режиме холостого хода транспортного средства. Результаты эксперимента показали, что концентрация CO при электростатической обработке ТВС снижается на 9÷14 % — с 2,7 до 2,3 при частоте вращения вала 650 мин$^{-1}$, а при частоте 4500 мин$^{-1}$ превышения концентрации CO по сравнению с базовым вариантом не наблюдалось.

Таким образом, теоретически обоснована и экспериментально подтверждена возможность повышения полноты сгорания ТВС в рабочем объеме теплового двигателя путем ее электростатической обработки при оптимальном соотношении времени сгорания ТВС и времени рабочего цикла.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Чащин Е. А., Яковлев О. А.** Снижение токсичности выбросов двигателей внутреннего сгорания электростатической обработкой топливно-воздушной смеси // Молодой ученый. 2010. № 12 (23). С. 48—52.

2. **Кондратьев В. Н., Никитин Е. Е.** Кинетика и механизм газофазных реакций. М.: Наука, 1974. 558 с.

3. **Заявка** на изобретение 94028477: МПК F02M25/10: Способ и устройство активации процессов горения в двигателе внутреннего сгорания.

4. **Басевич В. Я., Веденеев В. И.** Горение и взрыв // Химическая физика. 1985. Т. 4. № 8. С. 224—286.

5. **Johnson C.** Physics In an Automotive Engine. URL: http://www.mb-soft.cjmpublic2/engme.html.

6. **Lotus** Engineering Software – An Approach to Model-Based Design / R. J. Pearson, M. D. Bassett, N. P. Fleming, and T. Rodemann //Lotus Engineering. Hethel, UK URL: http://www. Lotuscars.com/en/lotus-engeniring-software.

**Объем выпуска трубных деталей и узлов, $10^3$ т/г**

| Трубные узлы | Диаметр, мм | |
|---|---|---|
| | До 500 | 510÷1420 |
| Отводы | 2740 | 8050 |
| Тройники | 370 | 8100 |
| Переходы | 130 | 430 |
| Днища | 100 | 420 |
| Фланцы, тройники и др. | — | 2000 |
| Трубные узлы и КС | — | 8000 |

теперекачивающих станций — шестнадцати основных и пяти дополнительных. Трубные узлы рассчитаны на рабочие давления от 1,6 до 10 МПа, имеют условный проход от 200 до 1400 мм и эксплуатируются при температуре от −20 до 150 °С. Внутренний диаметр трубных деталей может отличаться от условного прохода. Это связано с тем, что стандартные толщины труб могут изменяться в значительных пределах, а наружный диаметр труб имеет постоянный размер.

Технология изготовления трубных деталей и узлов подробно изложена в работах [2, 3]. Сложные условия эксплуатации нефтегазовых объектов предъявляют повышенные требования к прочности трубных узлов и соединительных деталей, являющихся наиболее ответственными элементами технологических обвязок. Эти требования учитываются при разработке нормативно-технической и технологической документации.

В свете принятого Федерального закона "О техническом регулировании" (№ 184-ФЗ от 27 декабря 2002 г.) и вступления России в ВТО проблема повышения качества продукции весьма актуальна. В международном стандарте ИСО 9000:2000 управление качеством трактуется как совокупность организационной структуры, методик, процессов и ресурсов, необходимых для обеспечения продукции заданного качества. Модели обеспечения качества установлены в трех стандартах ИСО: 9001, 9002 и 9003. В них выделены три вида процессов управления качеством: планирование качества, обеспечение качества и контроль качества.

По данным Госгортехнадзора России в 1992÷2001 гг. из-за нарушения норм и правил производства работ аварии на магистральных трубопроводах составили 24,7 % от общего числа за этот же период [4]. Для сравнения: на газопроводах европейских стран удельный вес аварий, связанных с дефектами и использованием некачественных материалов, значительно меньше — около 18 % (данные за 1970÷1998 гг.) [4].

Анализ аварийных отказов, выполненный ООО "ВНИИгаз" [5], показал, что до 20 % общего числа отказов КС приходится на тройниковые узлы. Дефекты, характерные для трубных узлов: отклонения формы и размеров от допускаемых при изготовлении; поверхностные и подповерхностные трещины в сварных швах; химическая, механическая и структурная неоднородность металла; пониженные статическая и циклическая трещиностойкость сварных соединений; смещение кромок при сборке стыков тройников и отводов более 3 мм; овальность диаметров более 1 %; вмятины и деформирования на концах трубных узлов; овальность диаметров (наружных и внутренних) и расслоение металла отводов в местах гиба; превышение допускаемых радиусов изгиба отводов.

Заданные эксплуатационные свойства и характеристики необходимо обеспечивать на этапе изготовления трубных деталей и узлов. Бездефектное изготовление деталей и узлов является идеальной целью любого производства, но ввиду влияния множества технологических факторов (нестабильность, погрешность, статистический разброс и т. п.) возможен выход некачественных деталей, в том числе со скрытыми дефектами. Важное условие качественного изготовления трубных деталей и узлов — внедрение системы неразрушающего контроля с использованием современных приборов, средств и методов диагностики. На рис. 2 приведена обобщенная схема контролируемых параметров, методов и средств измерения, применяемых к трубным деталям и узлам. На рис. 3 показаны наиболее распространенные варианты компоновок трубных узлов технологических обвязок нефтегазовых объектов.

*Отклонения формы и размеров* трубных деталей измеряют в основном универсальным инструментом и приборами специального назначения. Предельные отклонения наружного диаметра в неторцевых сечениях должны быть не более ±3,5 % от номинального размера. Овальность отводов в любом сечении не должна превышать $0{,}03D_{н}$. Для измерения наружных диаметров используют штангентрубомеры, измерительные поверхности которых оснащены твердым сплавом. Детали выполнены из коррозионностойкой стали или имеют надежное антикоррозионное покрытие, что позволяет эксплуатировать штангентрубомеры при температуре от −20 до 35 °С и относительной влажности воздуха до 80 %. В комплект входит установочная мера. Измерительное перемещение штанги в пределах 100 мм.

*Внутренние диаметры* контролируют индикаторными нутромерами типа НИ. В моделях НИ10 и НИ18 перемещение подвижного измерительного стержня передается на отсчетное устройство через клиновую передачу, в моделях НИ50 и НИ450 — через рычажную передачу, в моделях НИ700 и НИ1000 подвижный измерительный стержень контактирует непосредственно с отсчетным устройством.

Для совмещения линии измерения с осевой плоскостью изме-

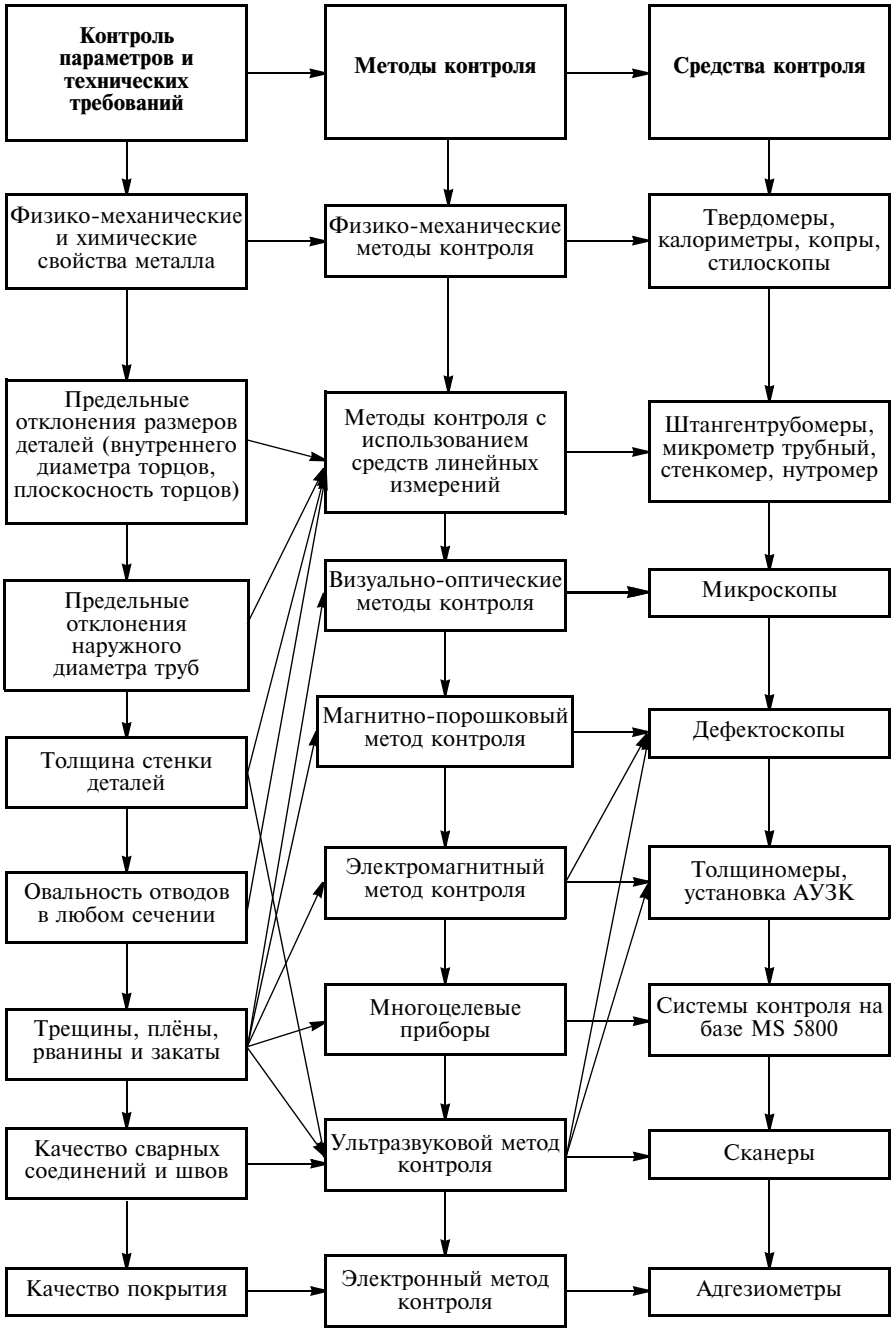



**Рис. 2. Обобщенная схема методов и средств контроля трубных узлов**

ряемого отверстия нутрометры снабжены центрирующим мостиком (нутрометр НИ10 может его не иметь). На требуемый размер инструмент устанавливают с помощью сменных измерительных стержней (шайб, удлинителя) по аттестованным кольцам или блоку концевых мер длины с боковинами.

*Контроль толщины стенки* для выявления возможных отклонений осуществляется ультразвуковыми толщиномерами серии 37DL — наиболее универсальными и простыми в эксплуатации. Встроенная память рассчитана на 6000 значений толщины или 4500 А-разверток с их буквенно-цифровой индексацией. Диапазон измеряемых толщин 0,08÷63,5 мм, диапазон частот от 2 до 30 МГц. При необходимости возможна статистическая обработка данных.

Прецизионные ультразвуковые толщиномеры серии 2525DL PLUS применяются для измерения толщины различных материалов, включая сталь и композиционные материалы. Результаты измерения выводятся на дисплей. В памяти сохраняется до 5000 измерений толщины с идентификационными кодами, которые можно вывести на печать или передать в компьютер. Дисплей позволяет одновременно видеть форму волны и значение толщины. Представление формы волны или А-развертки удобно при контроле толщины стенки деталей криволинейной формы.

Особенностью ультразвукового толщиномера А1208 с корреляционной обработкой многократных эхо-сигналов является то, что он может работать как с раздельно-совмещенным, так и с совмещенными преобразователями, что расширяет спектр решаемых им задач. Прямой совмещенный датчик позволяет измерять толщину в диапазоне 0÷300 мм (по стали) без дополнительных настроек. Высокие электроакустические свойства толщиномера позволяют измерять толщину изделий из материалов с высоким затуханием ультразвука.

Визуальный и приборный контроль фактической толщины стенки трубных элементов в зоне сварных соединений особенно важен для стыковых и тройниковых разнотолщинных элементов. Толщина стенки должна быть не менее 85 % от номинального размера, а на торцах — не превышать его более чем на 30 %, но не более, чем на 4 мм.

*Химический состав металла трубных узлов, его структуру и механические свойства* оценивают методами неразрушающего контроля. Для этого используют портативные оптико-эмиссионные анализаторы ARC-MET и рентгено-флюоросцентные анализаторы X-MET. Приборы позволяют достаточно быстро анализировать химический состав низколегированных и инструмен-

тальных сталей, а также низколегированного чугуна, титановых, никелевых и медных сплавов. Программное обеспечение на базе Windows CE включает такие виды анализа, как идентификация марки материала, определение химического состава, соответствие спектра имеющемуся в базе данных анализатора.

Вихретоковые дефектоскопы InSite-HT используют для контроля механических свойств металла трубных узлов. Контролируется твердость по Роквеллу с погрешностью $\pm 1Rc$. Одним дефектоскопом одновременно можно контролировать несколько деталей в режиме многоточечного тестирования. Для установки пределов контролируемых параметров имеется управляемый в режиме меню дисплей.

Импульсный магнитный анализатор типа ИМА предназначен для неразрушающего контроля механических свойств (твердость, предел прочности, предел текучести, относительное удлинение при разрыве) и микроструктуры (балл зерна) деталей из низкоуглеродистых сталей толщиной от 0,15 до 30 мм без разрушения.

Поверхности толщиной более 5 мм можно контролировать при наличии защитных лакокрасочных и полимерных покрытий толщиной до 2 мм. Возможен контроль ряда среднеуглеродистых и низколегированных холоднокатаных и некоторых горячекатаных сталей. Анализатор ИМА-5Б можно также использовать как измеритель градиента напряженности магнитного поля. Контроль проводят путем периодического локального импульсного намагничивания стальных изделий с последующим измерением градиента нормальной составляющей напряженности поля остаточной намагниченности. Размагничивание осуществляют одной или несколькими сериями свободно затухающих колебаний тока разряда батареи конденсаторов через намагничивающий соленоид. Автоматический выбор оптимальной амплитуды намагничивающих импульсов основан на имитации реального влияния изменения зазора (или толщины покрытия) последовательным изменением режима намагничивания и режима измерения. Зависимость между показаниями прибора и контролируемыми свойствами металла устанавливается путем нахождения корреляционных связей в соответствии с ГОСТ 30415—96.

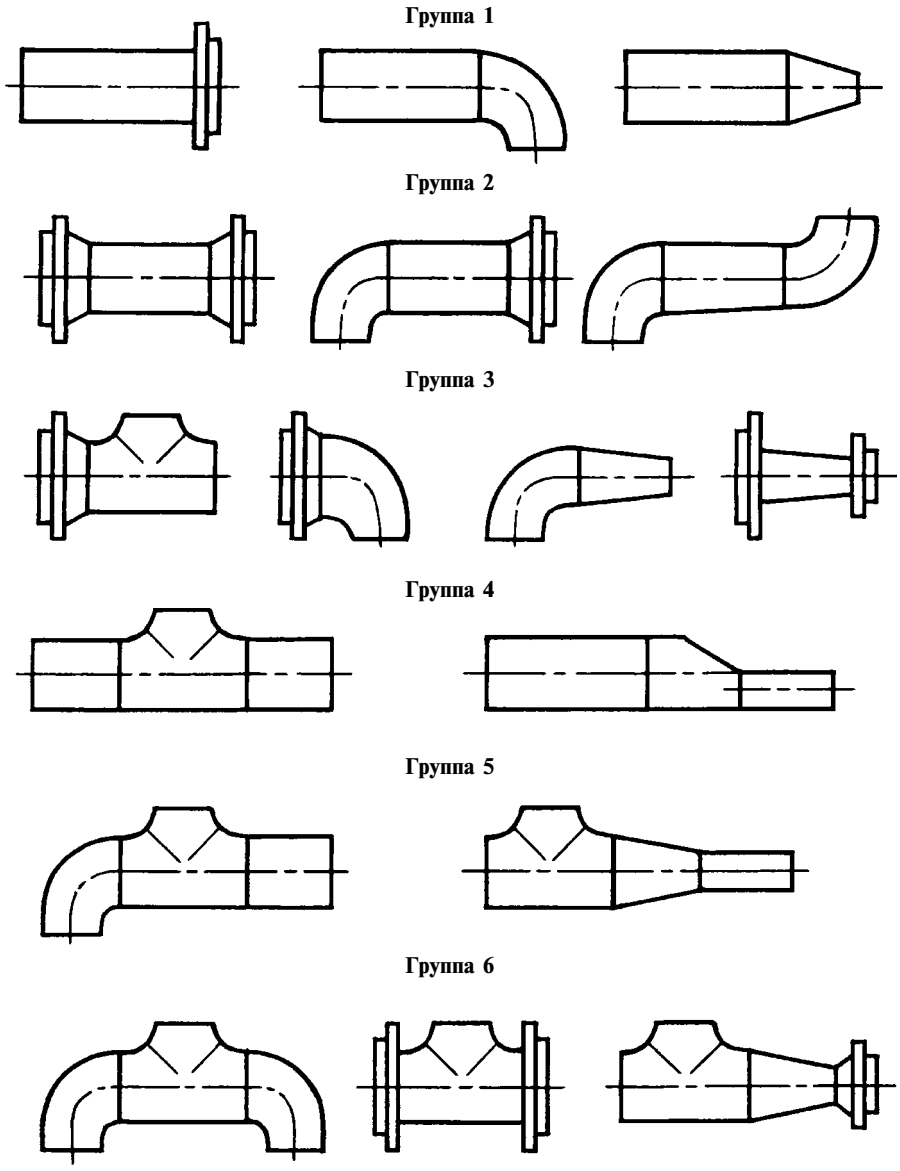



**Рис. 3. Варианты компоновок трубных узлов технологических обвязок нефтегазовых объектов**

При изготовлении трубных узлов применяют два типа сварных соединений: кольцевые (стыковое, угловое) и фасонное. Большее распространение получили кольцевые стыковые сварные соединения.

*Поверхностные и подповерхностные трещины и расслоения* выявляют методами магнитопорошковой и цветной дефектоскопии. За рубежом сварные соединения контролируют ультразвуковыми автоматическими устройствами с многоэлементными акустическими системами (до 80 % общего объема контроля). В России основным видом контроля остается радиографический метод, кото-

рый уступает ультразвуковому по достоверности обнаружения дефектов и производительности. Для повышения производительности перешли на компьютерный метод радиографии с использованием специальных пластин многократного применения. После экспонирования пластины специальный лазер считывает изображение и конвертирует его в цифровую форму. Чувствительность контроля достигает 1,6 %. Технику для промышленной компьютерной радиографии предлагают на рынке многие компании, в том числе General Electric (Agfa), Kodak и др.

На международной выставке "Нефтегаз—2009" были представлены сканеры для ультразвукового контроля качества сварных швов.

Система СК36 используется для предэксплуатационного и периодического эксплуатационного ультразвукового контроля (УЗК) кольцевых сварных швов перлитной структуры и околошовных зон трубопроводов диаметром 990 мм, композитных сварных швов и околошовных зон и соединительных трубопроводов. Она определяет координаты несплошностей, обрабатывает полученные данные, выдает протокол результатов контроля и архивирует их. В систему входят механизм для зачистки сварных швов трубопроводов диаметром 351÷990 мм и механизмы для снятия усиления на монтажных швах трубных узлов диаметром 351, 426 и 990 мм.

Ручной сканер HSMT-Flex, в котором используется до четырех датчиков, предназначен для предварительного контроля кольцевых сварных швов на трубах с внешним диаметром 4 дюйма. Сканер позволяет проводить полный контроль сварного шва эхометодом, TOFD-методом (в соответствии с английским стандартом BS7706) и методом фазированных решеток как раздельно, так и одновременно.

Дефектоскоп Omniscan осуществляет контроль сварных швов ультразвуковым и вихретоковым методами. Использование многоэлементных вихретоковых матриц позволяет выполнять комплексный контроль изделий сложной формы за одно сканирование с выдачей картины внутреннего дефекта сварного шва на дисплей. При этом оператор не анализирует отдельные сигналы от дефектов, а наблюдает структуру сварного шва в режиме реального времени. Автоматическая настройка производится без механической настройки акустического блока. Надульная конструкция дефектоскопа позволяет выполнять несколько технологий контроля: ультразвуковой метод фазированных решеток; обычный ультразвуковой метод; метод вихретоковых многоэлементных матриц; визуальный контроль и др. Наибольшее применение получили портативные дефектоскопы Omniscan фирмы R/D Tech (Канада).

Представляет интерес ультразвуковой дефектоскоп-томограф, созданный в МГТУ им. Н. Э. Баумана, позволяющий получить представление о дефектах сварных соединений в трехмерной системе координат [4]. На экране сварной шов отображается сверху, сбоку (сечение вдоль шва) и с торца (сечение поперек шва) с указанием эквивалентных размеров и координат дефектов. Диапазон частот — от 1 до 5 МГц. Разрешающая способность по изображению порядка (1÷ 1,2)λ. В памяти прибора сохраняется до 180 настроек на контроль различных объектов.

*Радиус гиба отводов* в производственных условиях не контролируется, так как он обеспечивается технологически применяемой для гибки оснасткой. При необходимости в лабораторных условиях величину радиуса гиба контролируют измерением косвенных параметров с последующим пересчетом. При гибке изменяется напряженное состояние металла в зоне гиба. В научном центре "Сварка и контроль" при МГТУ им. Н. Э. Баумана разработан и изготовлен ответный образец автоматизированной акустической системы для оценки напряженного состояния труб [4].

На исследуемую деталь направляют упругие широкополосные акустические импульсы. В зависимости от толщины исследуемого материала используются либо объемные, либо поверхностные волны. Для оценки напряжения измеряют возникающие задержки, извлекают из базы данных напряжения в соответствии с установленными ранее акустико-упругими зависимостями.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ


1. **Соединительные** детали трубопроводов. Технический каталог / Челябинский трубопрокатный завод // Международная выставка "Нефтегаз—2009". 58 с.

2. **Расторгуев Г. А.** Особенности сборки при производстве трубных узлов // Технология машиностроения. 2009. № 1. С. 21—24.

3. **Расторгуев Г. А., Рогов В. А.** Производство трубных узлов для нефтегазовых объектов // Изв. вузов. Нефть и газ. 2009. № 1. С. 66—72.

4. **Проблемы** контроля качества строительства трубопроводов. Решение совместной сессии проблемного научно-технического совета РОССНГС и НТС ОАО "Стройтрансгаз" // Потенциал. 2005. № 1—2. С. 84—108.

5. **Гришко А. А., Ковех В. М., Силкин В. М.** Оценка ресурса трубных деталей и узлов на стадии проектирования // Потенциал. 2005. № 1—2. С. 60—64.

УДК 629.422.621.3.2

Е. А. ОЛЕНЕВ, д-р техн. наук (Владимирский ГУ), e-mail: olenevea@mail.ru

# Определение параметров водяного пара в пароперегревателе паровоза

Разработан аналитический метод решения системы тепловых уравнений, позволяющий с высокой точностью определять параметры перегретого пара и осуществлять автоматическое управление паровым котлом паровоза.

**Ключевые слова:** паровоз, водяной пар, пароперегреватель.

An analytical method for solving the system of thermal equations has been elaborated, which allows accurate determination the parameters of superheated steam and provides automatic control of the locomotive steam-boiler.

**Keywords:** locomotive, water steam, steam superheater.

В связи с уменьшением запасов газа и нефти в ближайшее время основным топливом, возможно, станет уголь. Поэтому актуальным становится вопрос эффективного использования твердого топлива в энергетике и на транспорте.

В частности паровозы могут стать экологически чистым транспортом XXI века. Загрязнение окружающей среды при эксплуатации паровозов конструкции 30÷50 гг. прошлого века происходило в основном из-за выброса угольной пыли, которая при забрасывании угля в топку увлекалась потоком топочных газов и, не успевая сгореть, вылетала в дымовую трубу. Новый способ сжигания твердого топлива позволяет исключить такие выбросы [1, 2], при этом повышается КПД паровоза. Что касается выбросов вредных веществ в окружающую среду, то у двигателей внешнего сгорания паровозов эти показатели значительно ниже, чем у ДВС.

Вредные выбросы происходят преимущественно при движении паровоза. Они рассеиваются по большой территории, как правило, покрытой лесами. Поэтому концентрация вредных веществ в воздухе на прилегающих к железнодорожному полотну территориях в основном низкая и практически безвредная. С учетом того, что значительная часть железных дорог России проходит по малонаселенной местности, то ущерб от работы локомотива на паровой тяге значительно меньше, чем от тепловозов.

Выпускаемые ранее паровозы были сложны в эксплуатации, это относится в частности к обслуживанию котла и контролю за его работой. Поэтому необходимо создать систему автоматического управления тепловым процессом на паровозе, которая позволила бы автоматизировать все операции (в том числе и контроля), связанные с приготовлением пара.

### Система уравнений теплопередачи жаровых труб в зоне элементов пароперегревателя

Топочные газы, дойдя до отверстий трубной решетки, разделяются на две части: часть β уходит в жаровые трубы, омывая там как испаряющую, так и перегревательную поверхности нагрева, а часть (1 − β) поступает в дымогарные трубы. При этом в жаровых трубах из протекающей по ним части β газов доля β′ отдает теплоту через поверхность пароперегревательных элементов циркулирующему в них пару, а теплота части (1 − β′) идет в котел через стенки жаровых труб.

Академиком С. П. Сыромятниковым [3] разработана система из четырех уравнений, устанавливающая связь между параметрами тепловой работы газового потока в жаротрубном пароперегревателе.

Уравнение теплопередачи для экранирующей поверхности жаровых труб имеет вид:

$$\beta(1-\beta')\left[(M+2Nt_{\text{в}})\ln\frac{t_A-t_{\text{в}}}{t_3^{\text{ж}}-t_{\text{в}}}+\right.$$

$$\left.+\,2N(t_A-t_3^{\text{ж}})\right]=k_{\text{ж}''}A_{\text{ж}''},\qquad(1)$$

$M$, $N$ — коэффициенты уравнения теплоты; $t_{\text{в}}$ — температура воды в котле; $t_A$ — температура газов у начала элементов перегревателя; $t_3^{\text{ж}}$ — температура газов, уходящих из жаровых труб; $k_{\text{ж}''}$ — коэффициент теплопередачи через поверхность жаровых труб к котловой воде; $A_{\text{ж}''}$ — поверхность нагрева жаровых труб в зоне элементов перегревателя.

Количество теплоты, затрачиваемой на осушку и перегрев пара в элементах перегревателя, определяется выражением:

$$Q_u=\beta\beta'[M(t_A-t_3^{\text{ж}})+N(t_A^2-t_3^{\text{ж}2})].\qquad(2)$$

Уравнение теплопередачи поверхности перегревателя:

$$\frac{Q_u}{\dfrac{Q_{\text{э}}}{k_{\text{ж}''}A_{\text{ж}''}}-\dfrac{t_u-t_{\text{в}}}{2}}=k_uA_u,\qquad(3)$$

где $Q_{\text{э}}$ — количество теплоты, передаваемой в котел через экранирующую поверхность жаровых труб в зоне элементов перегревателя; $t_u$ — температура пе-

регретого пара; $k_и$ — коэффициент теплопередачи через поверхность перегревателя; $A_и$ — наружная поверхность нагрева перегревателя.

Коэффициенты теплопередачи через поверхность жаровых труб к котловой воде и через поверхность элементов перегревателя определяются по эмпирическим формулам [3]:

$$k_{ж''} = 7{,}44\left[\frac{(L_0\alpha + 1)\mu B_h\beta}{3600\Omega_{ж''}}\right]^{0{,}75}\left(\frac{0{,}0115}{r_{ж''}}\right)^{0{,}214};$$

$$k_и = 7{,}00\left[\frac{(L_0\alpha + 1)\mu B_h\beta}{3600\Omega_{ж''}}\right]^{0{,}75}\left(\frac{0{,}0115}{r_{ж''}}\right)^{0{,}214},$$

где 0,0115 — гидравлический радиус сечения дымогарной трубы; $r_{ж''}$ — гидравлический радиус сечения жаровой трубы в зоне элементов перегревателя; $L_0$ — теоретический расход воздуха для сжигания 1 кг топлива; $\alpha$ — коэффициент избытка воздуха; $\mu$ — коэффициент механической полноты сгорания топлива; $B_h$ — часовой расход топлива (полный); $\Omega_{ж''}$ — площадь живого сечения жаровых труб в зоне элементов перегревателя.

Зависимость между $Q_э$ и $Q_и$ определяется выражением:

$$\frac{Q_э}{Q_и} = \frac{1-\beta'}{\beta'}. \qquad (4)$$

Решение системы уравнений (1)—(4) в общем виде относительно переменных невозможно, так как число неизвестных больше числа уравнений. Существующие громоздкие графоаналитические методы решения этих уравнений предполагают определение некоторых параметров с помощью графиков, что, во-первых, снижает точность расчетов, во-вторых, затрудняет процесс автоматизации управления паровым котлом. Наиболее простой графоаналитический метод, предложенный М. Я. Белоусовым [4], требует предварительного построения зависимости $(1 - \beta')$ и $t_3^ж$ по уравнению (1) и последующего задания температуры $t_и$, выбор которой, к сожалению, никак не оговаривается, поскольку она задается, видимо, интуитивно. Поэтому метод трудно использовать при расчетах на ЭВМ. В связи с этим был разработан новый метод решения указанной системы тепловых уравнений.

### Аналитическое решение системы уравнений теплопередачи жаровых труб в зоне элементов пароперегревателя

Для решения системы тепловых уравнений необходимо получить зависимости: температуры перегретого пара от степени перегрева и давления; средней удельной теплоемкости перегретого пара от температуры и давления; температуры кипения воды от давления. Такие зависимости были выведены автором с использованием данных, приведенных в приложении [5].

Температура $t_в$ кипения воды (насыщенного пара) при давлении от 1,2 до 225,65 кгс/см$^2$ (от 0,12 до 22,11 МПа) (давление в критической точке) достаточно хорошо описывается уравнением

$$t_в = 9{,}396 + 95{,}656\sqrt[4]{p} - \frac{p^{1{,}521}}{978{,}2} - \frac{p^{0{,}81}}{39{,}2} - \frac{5{,}74}{p^{0{,}533p^{0{,}3814}}}, \qquad (5)$$

где $p$ — давление насыщенного пара в котле, кгс/см$^2$. При этом относительная погрешность вычислений не превышает 0,06 %.

При давлении от 2 до 30 кгс/см$^2$ приемлема более простая формула

$$t_в = 9{,}175 + 95{,}6\sqrt[4]{p} - \frac{5{,}21}{p^{0{,}536p^{0{,}4}}}.$$

Погрешность также не превышает 0,06 %.

При давлениях от 12 до 25 кгс/см$^2$, характерных для паровозных котлов, может быть применено еще более простое выражение: $t_в = 9{,}18 + 95{,}6\sqrt[4]{p}$. Погрешность не превышает 0,02 %.

Известно, что зависимость теплоемкости многомолекулярного газа от температуры не может быть линейной, поэтому для расчетов используют среднюю весовую теплоемкость $c_{pm} = \Delta\lambda/(t_и - t_в)$, где $\Delta\lambda$ — степень перегрева пара. Для давлений от 12 до 20 кгс/см$^2$ и температур 240÷500 °С была получена формула, по которой теплоемкость [кДж/(кг · °С)] можно рассчитать с относительной погрешностью ≈1 %:

$$c_{pm} = \frac{16{,}34e^{0{,}094p} + 1{,}957t_и + 66{,}2}{t_и}. \qquad (6)$$

С учетом уравнения (6) запишем: $\Delta\lambda t_и = (16{,}34e^{0{,}094p} + 1{,}957t_и + 66{,}2)(t_и - t_в)$, преобразовав которое, получим:

$$t_и^2 + (8{,}35e^{0{,}094p} + 24{,}65 - 95{,}6\sqrt[4]{p} - \Delta\lambda/1{,}957)t_и - 76{,}65e^{0{,}094p} - 798{,}26e^{0{,}094p}\sqrt[4]{p} - 310{,}56 - 3234\sqrt[4]{p} = 0. \qquad (7)$$

Из уравнения (7) определим температуру перегретого пара:

$$t_u = \frac{-b + \sqrt{D}}{2}, \qquad (8)$$

где $b = 8{,}35e^{0{,}094p} + 24{,}65 - 95{,}6\sqrt[4]{p} - \frac{\Delta\lambda}{1{,}957}$;

$$D = \left(8{,}35e^{0{,}094p} + 24{,}65 - 96{,}6\sqrt[4]{p} - \frac{\Delta\lambda}{1{,}957}\right)^2 +$$

$$+ 306{,}6e^{0{,}094p} + 3193e^{0{,}094p}\sqrt[4]{p} + 1242 + 12936\sqrt[4]{p}.$$

Преобразуем уравнение (3), разделив числитель и знаменатель левой части на $Q_u$, и с учетом выражения (4) получим:

$$\frac{1}{\frac{(1-\beta')}{\beta' k_{ж''} A_{ж''}} - \frac{t_u - t_в}{2Q_u}} = k_u A_u \text{ или}$$

$$1 = \frac{(1-\beta')}{\beta'}\frac{k_u A_u}{k_{ж''} A_{ж''}} - \frac{k_u A_u}{2Q_u}(t_u - t_в).$$

Обозначив $\frac{k_u A_u}{k_{ж''} A_{ж''}} = k$ и $\frac{k_u A_u}{2Q_u}(t_u - t_в) = \varepsilon$, получим $1 = \frac{(1-\beta')}{\beta'}k - \varepsilon$, откуда определим:

$$\beta' = \frac{k}{1+k+\varepsilon}; \quad (1-\beta') = \frac{1+\varepsilon}{1+k+\varepsilon}. \qquad (9)$$

Преобразовав выражение для $\varepsilon$ с учетом, что $\Delta\lambda = Q_u/B_m$, где $B_m$ — часовой расход пара, получим:

$$\varepsilon = \frac{k_u A_u}{2Q_u}(t_u - t_в) = \frac{k_u A_u}{2B_m}\frac{1}{c_{pm}} =$$

$$= \frac{k_u A_u}{2B_m(16{,}34e^{0{,}094p} + 1{,}957t_u + 66{,}2)}t_u. \qquad (10)$$

Заменим в выражении (10) температуру $t_u$ перегрева пара на температуру $t_3^ж$ газов, уходящих из жаровых труб. Чем меньше $t_u$ будет отличаться от $t_3^ж$, тем более равноценной окажется замена, и тем больше величина $\varepsilon$ приблизится к истинному значению. Точный результат можно получить по двум вариантам.

***Первый вариант.*** С учетом выражений (5) и (9) преобразуем уравнение (1):

$$\left(\frac{M}{2N} + 9{,}18 + 95{,}6\sqrt[4]{p}\right)\ln\frac{t_A - 9{,}18 - 95{,}6\sqrt[4]{p}}{t_3^ж - 9{,}18 - 95{,}6\sqrt[4]{p}} +$$

$$+ t_A - t_3^ж - \frac{1+k+\varepsilon}{1+\varepsilon}\frac{k_{ж''} A_{ж''}}{\beta 2N} = 0.$$

Полученное выражение в развернутом виде (с указанной в уравнении (10) заменой $t_u$ на $t_3^ж$) после преобразований примет вид:

$$\left(\frac{M}{2N} + 9{,}18 + 95{,}6\sqrt[4]{p}\right)\ln\frac{t_A - 9{,}18 - 95{,}6\sqrt[4]{p}}{t_3^ж - 9{,}18 - 95{,}6\sqrt[4]{p}} + t_A - t_3^ж -$$

$$- \left(1 + \frac{1}{\frac{1}{k} + \frac{k_{ж''} A_{ж''}}{2B_m(16{,}34e^{0{,}094p} + 1{,}957t_3^ж + 66{,}2)}t_3^ж}\right) \times$$

$$\times \frac{k_{ж''} A_{ж''}}{\beta 2N} = 0. \qquad (11)$$

Данное трансцендентное уравнение содержит только одну неизвестную величину — $t_3^ж$ и легко решается методом дихотомии.

Определив $t_3^ж$ из уравнения (11), подставим его в уравнение (10) и найдем $\varepsilon$. Из выражения (9) определим $\beta'$ и $(1-\beta')$. Подставим $t_3^ж$ в уравнение (2) и определим количество теплоты $Q_u$, затрачиваемой на осушку и перегрев пара. Далее из выражения (4) определим $Q_u$, а затем степень $\Delta\lambda$ перегрева пара, коэффициент $b$ и дискриминант $D$ уравнения (7), из выражения (8) определим температуру $t_u$ перегретого пара.

Для проверки тождественности левой и правой частей уравнения (3) подставим в него найденные значения $Q_u$, $Q_э$, $k_{ж''}$, $A_{ж''}$, $k_u$, $A_u$, $t_u$ и $t_в$. Если левая и правая части будут отличаться не более чем на 2 %, то решение системы уравнений можно считать удовлетворительным. В противном случае расчет следует повторить, подставив в уравнение (10) вместо $t_3^ж$ найденное значение $t_u$. Итерация позволяет уточнить найденные при первом решении значения $t_3^ж$, $\varepsilon$, $Q_u$, $Q_э$ и $t_u$.

***Второй вариант.*** В пароперегревателях паровозов температура перегретого пара колеблется обычно от значения, близкого к $t_3^ж$, до значений, в 1,4÷1,5 раза его превышающих. Поэтому, если принять $t_u \approx 1{,}2t_3^ж$, то возникающая в результате замены погрешность становится более симметричной (чем при замене $t_u$ непосредственно на $t_3^ж$), что позволяет выполнять расчеты без итераций. В этом случае уравнения (10) и (11) после преобразований примут вид:

$$\varepsilon = \frac{k_u A_u}{2B_m(16{,}34e^{0{,}094p} + 1{,}957 \cdot 1{,}2t_3^ж + 66{,}2)}1{,}2t_3^ж. \qquad (12)$$

| Параметр | Результат решения известным методом | Новый метод | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Вариант 1 | | | | | | Вариант 2 | | |
| | | Результат решения | Формула | Погрешность, % | Результат итерации | Формула | Погрешность, % | Результат решения | Формула | Погрешность, % |
| $t_з^ж$ | 293,6 | 292,1 | (12) | −0,5 | 293,6 | (12) | 0 | 292,9 | (14) | −0,2 |
| ε | — | 0,4310 | (10) | — | 0,4613 | (10) | — | 0,4457 | (13) | — |
| β′ | 0,3192 | 0,3234 | (9) | 1,3 | 0,3188 | (9) | −0,1 | 0,3211 | (9) | 0,6 |
| $Q_u$ | 6465787 | 6561364 | (2) | 1,5 | 6468508 | (2) | 0,04 | 6510794 | (2) | 0,7 |
| $Q_з$ | 13792501 | 13729443 | (4) | −0,5 | 13822300 | (4) | 0,2 | 13763473 | (4) | −0,2 |
| Δλ | 538,8 | 546,8 | — | 1,5 | 539 | — | 0,03 | 542,6 | — | 0,7 |
| $\lambda_u$ | 3333,8 | 3341,8 | — | 0,2 | 3334 | — | 0,006 | 3337,6 | — | 0,1 |
| $t_u$ | 436,6 | 440,6 | (8) | 0,9 | 436,9 | (8) | 0,07 | 438,6 | (8) | 0,5 |
| ≠ | 0,05 | 3,1 | (3) | — | 0,05 | (3) | — | 1,5 | (3) | — |

$$\left(\frac{M}{2N}+9{,}18+95{,}6\sqrt[4]{p}\right)\ln\frac{t_A-9{,}18-95{,}6\sqrt[4]{p}}{t_3^ж-9{,}18-95{,}6\sqrt[4]{p}}+t_A-t_3^ж-$$

$$-\left(1+\frac{1}{\dfrac{1}{k}+\dfrac{k_{ж''}A_{ж''}}{2B_m(16{,}34e^{0{,}094p}+1{,}957\cdot 1{,}2t_3^ж+66{,}2)}1{,}2t_3^ж}\right)\times$$

$$\times\frac{k_{ж''}A_{ж''}}{\beta 2N}=0. \qquad (13)$$

Решение уравнения (13) аналогично решению уравнения (11).

**Пример.** Выполним тепловой расчет для котла паровоза ФД при исходных данных: площадь поверхности пароперегревателя, нагреваемой газом, $A_{ж''}$ = 185,3 м$^2$; площадь поверхности пароперегревателя $A_u$ = 134,8 м$^2$; коэффициент теплопередачи поверхности жаровой трубы в зоне элементов пароперегревателя $k_{ж''}$ = 55,14 Вт/(м$^2$ · °С); коэффициент теплопередачи поверхности пароперегревателя $k_u$ = 51,83 Вт/(м$^2$ · °С); коэффициент, определяющий долю топочных газов, направляемых в жаровые трубы β = 0,831; коэффициенты уравнения теплоты $M$ = 25190 и $N$ = 2,7529 кДж/(ч · °С)$^2$; температура газов у начала пароперегревателя $t_A$ = 1131 °С; температура воды в котле $t_в$ = 200 °С; расход пара $B_m$ = 12000 кг/ч.

Тепловой расчет известным методом [4] дает следующие результаты: 1) $Q_u$ = 6 465 787 кДж/ч; 2) $Q_э$ = 13 792 501 кДж/ч; 3) $\lambda_u = \Delta\lambda + i''$ (где $i''$ — энтальпия сухого насыщенного пара и Δλ = = 538,8 кДж/кг), тогда $\lambda_u$ = 538,8 + 2795 = = 3333,8 кДж/кг; 4) β′ = 0,3192; 5) $t_u$ = 436,6 °С; 6) $t_3^ж$ = 293,6 °С; 7) погрешность несовпадения правой и левой частей уравнения (3) составляет 0,05 %.

Результаты теплового расчета по предложенному методу приведены в таблице. Решение по варианту 1 уже после одной итерации дает очень хороший результат. Погрешность температуры перегретого пара не превышает 0,07 %, погрешность температуры газов, уходящих из жаровых труб, равна нулю. При этом левая и правая части уравнения (3) отличаются на 0,05 % (в таблице погрешность обозначена знаком ≠). Вариант 2 тоже дает результат, приемлемый для практических расчетов.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ


1. **Пат. 2319065 C1 Рос. Федерации:** МПК F23B 30/00: Способ сжигания и сухой перегонки твердого топлива.
2. **Пат. 2349833 C1 Рос. Федерации:** МПК F23D 7/00: Способ сжигания жидкого топлива.
3. **Сыромятников С. П.** Тепловой процесс паровоза. 1940. С. 10.
4. **Белоусов М. Я.** Тепловой расчет пароперегревателя паровоза. М.: Государственное транспортное железнодорожное издательство, 1944. 68 с.
5. **Сушков В. В.** Техническая термодинамика. М.: Государственное энергетическое издательство, 1953. 336 с.

УДК 621.91.52

В. П. ЛЕГАЕВ, д-р техн. наук, Л. К. ГЕНЕРАЛОВ, канд. техн. наук,
М. И. МОЙСЕЯНЧИК (Владимирский ГУ им. А. Г. и Н. Г. Столетовых),
e-mail: legaev@vlsu.ru

# Модельная компенсация погрешности линейного привода манипулятора

Разработан интерфейс для исследований привода подъема стрелы манипулятора с корректирующей моделью в системе автоматического управления, использование которой не только исключает влияние переменных параметров механизма подъема на точность движения стрелы, но и повышает динамические показатели привода.

**Ключевые слова:** манипулятор, привод, стрела подъема, винтовой механизм, точность, коррекция, стабилизация.

An interface for research the boom lifting drive of a manipulator with the correction model in the system of automatic control has been elaborated, the use of which not only eliminates the influence of variable parameters of lifting mechanism on the boom motion accuracy, but also improves the dynamic performance of the drive.

**Keywords:** manipulator, drive, boom, screw mechanism, accuracy, correction, stabilization.

Электромеханические приводы линейного перемещения широко применяются в робототехнике, промышленных манипуляторах, следящих системах и других аналогичных устройствах. Высокое динамическое качество приводов обеспечивается использованием новых механических передач — винтовых с резьбовыми роликами, которые отличаются от передач зацеплением высокой жесткостью, отсутствием зазора, меньшими габаритными размерами при тех же передаточных отношениях, малыми потерями на трение, удобной компоновкой в изделии. Однако при использовании винтовых механизмов в приводах линейного перемещения имеют место потери в точности движения исполнительных органов [1], что обусловлено изменением длины одной из сторон силового треугольника, в которую входит винтовой механизм, крепящийся с одной стороны к основанию манипулятора, с другой — к стреле, которую поворачивает вокруг оси вращения.

В результате поступательного движения выходного звена винтового механизма изменяется плечо силы тяжести поднимаемого груза, действующей на механизм, что приводит к изменению жесткости, момента инерции, приведенного к оси вращения нагрузки, моментов трения в сопряжениях. Изменение статических характеристик механизма приводит к изменению динамики привода, который не в состоянии поддерживать стабильную точность движения стрелы манипулятора во всем диапазоне углов подъема. Для стабилизации точности движения линейного привода предлагается метод, основанный на введении в систему управления дополнительных корректирующих воздействий, компенсирующих влияние переменных статических характеристик. Дополнительные корректирующие воздействия определяются с помощью математической модели, описывающей процессы, происходящие в приводе при движении исполнительного органа с постоянной скоростью.

Текущие значения статических характеристик винтового механизма определяются аналитическими зависимостями в функции угла подъема стрелы манипулятора. В процессе моделирования определяется ошибка движения привода во всем диапазоне углов подъема полезного груза, которая суммируется с управляющим сигналом. Затем происходит отработка приводом управляющего сигнала, включая корректирующий сигнал ошибки. Расчетная ошибка привода, определяемая в блоке $W_{10}$ (рис. 1) и ее модельное значение, получаемое на выходе блока $W_5$, складываются в сумматоре; таким образом происходит их компенсация. После компенсации остаточная ошибка привода имеет постоянное значение, не зависящее от положения стрелы подъема манипулятора.

Рассмотрим подробнее влияние корректирующей модели на динамику привода с винтовым исполнительным механизмом. При разработке математической модели привода учтем изменения передаточного отношения винтового механизма, жесткости и приведенных к оси вращения двигателя моментов инерции механизма и перемещаемого груза.

Уравнения динамики привода:

для электрической цепи якоря двигателя:

$$U_я(t) = (R_я + L_я p)i_я(t) + \\ + k_\omega p\alpha_д(t); \qquad (1)$$

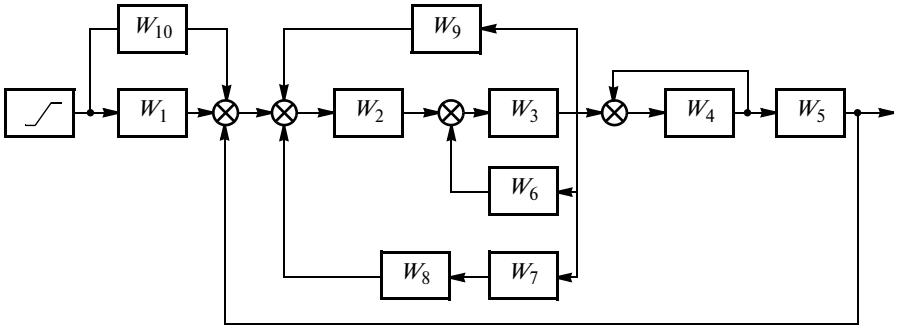



**Рис. 1. Структурная схема исполнительной части привода манипулятора**

для моментов на валу двигателя:

$$M_д(t) = k_т i_я(t) = I_д p^2 \alpha_д(t) + \\ + M_{с.д}(t) + M_н(t); \quad (2)$$

для моментов на валу нагрузки:

$$M_н(t) = I_н p^2 \alpha_н(t) + M_{с.н}(t), \quad (3)$$

где $U_я$ — напряжение, приложенное к якорю; $R_я$ — активное сопротивление якорной цепи; $L_я$ — индуктивность цепи якоря; $i_я$ — сила тока якорной цепи; $k_\omega$ — коэффициент противо-ЭДС, В · с/рад; $\alpha_д$ — угол поворота вала двигателя, рад; $M_д$ — момент, развиваемый двигателем; $k_т$ — коэффициент крутящего момента, Н · м/А; $I_д$ — момент инерции ротора двигателя и винтового механизма, Н · м · с$^2$; $M_{с.д}$ — момент сопротивления движению вала двигателя, обусловленный трением в уплотнениях, подшипниках, щетках коллектора и др., Н · м; $M_н$ — нагрузочный момент на валу двигателя; $I_н$ — момент инерции нагрузки, Н · м · с$^2$; $\alpha_н$ — угол подъема стрелы манипулятора, рад; $M_{с.н}$ — внешний нагрузочный момент.

Структурная схема (см. рис. 1) исполнительной части привода построена с учетом выражений (1)—(3). В прямой цепи схемы находятся задающее устройство, с которого сигнал поступает в преобразователь (передаточная функция $W_1$), усилитель мощности ($W_2$), электродвигатель постоянного тока ($W_3$), винтовой исполнительный механизм ($W_4$), объект управления ($W_5$). Привод замкнут по положению нагрузки и имеет местную обратную связь по скорости (звенья $W_6 \div W_8$), а также обратную связь по моменту на валу электродвигателя (звено с передаточной функцией $W_9$). В схеме есть корректирующий модельный блок ($W_{10}$), который предназначен для определения расчетного значения ошибки привода с учетом изменения передаточного отношения винтового механизма, его жесткости и момента инерции в зависимости от угла подъема стрелы манипулятора.

Известно, что передаточное отношение винтового механизма с резьбовыми роликами определяется выражением [2]

$$i = \\ = \frac{4\pi ab(u+1)\sin\psi}{t(2u+1)\sqrt{a^2+b^2-2ab\cos\psi}}, \quad (4)$$

где $a$ и $b$ — неизменяемые длины отрезков силового треугольника; $u = d_р/d_в$ — отношение средних диаметра ролика к диаметру винта в винтовом механизме; $t$ — шаг винта; $\psi$ — текущий угол между постоянными отрезками $a$ и $b$.

Поскольку в выражение (4) входит угол $\psi$, который изменяется при движении штока механизма, передаточное отношение механизма также изменяется. В свою очередь, момент $I_п$ инерции нагрузки, приведенный к валу двигателя, определяется выражением

$$I_п = I_н i \eta, \quad (5)$$

где $\eta$ — КПД механизма.

Так как в выражение (5) входит переменное передаточное число, приведенный момент инерции также становится переменным.

Приведенное значение линейной жесткости $C_м$ механизма к угловой жесткости $C_у$ при вращении стрелы манипулятора определяется выражением

$$C_у = C_м h^2, \quad (6)$$

где $h$ — плечо действия усилия на механизм со стороны поднимаемого груза.

Из выражений (5) и (6) видно, что момент инерции и жесткость могут изменяться в широких пределах в зависимости от $i$ и $h$, что обусловливает дополнительную погрешность положения стрелы манипулятора $\Delta\varphi_н(t)$ при подъеме нагрузки. В этом случае ошибка привода определяется выражением

$$\varepsilon(t) = q(t) - [\varphi_н(t) + \Delta\varphi_н(t)], \quad (7)$$

где $q(t)$ — заданная величина угла поворота стрелы манипулятора.

Для исследований разработана математическая модель привода в среде Simulink, входящей в интегрированный пакет Matlab [5] (рис. 2).

Исследуем динамику привода. Зададим параметры системы для симуляции в задатчике *1*, т. е. начальные и конечные углы подъема нагрузки, скорость подъема и точки крепления механизма. Задатчик *1* в зависимости от угла подъема нагрузки формирует сигнал, поступающий в преобразователь *2* для подготовки исход-

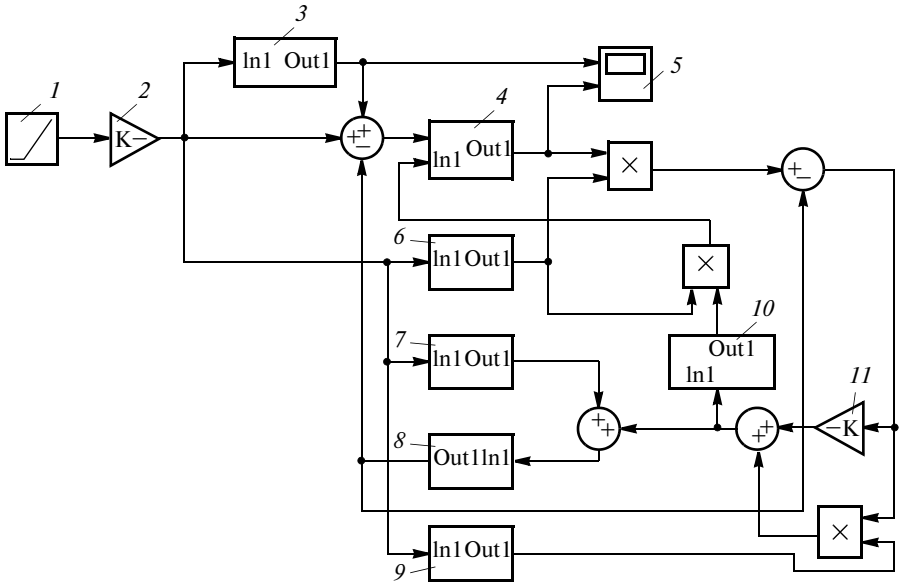



**Рис. 2. Математическая модель Simulink привода манипулятора**

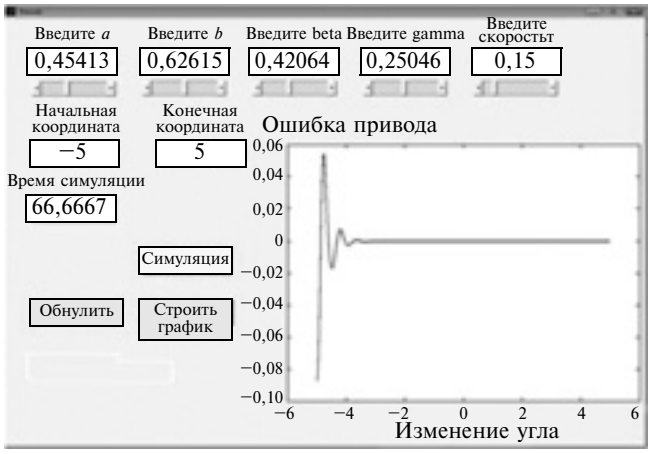



**Рис. 3. Окно интерфейса**

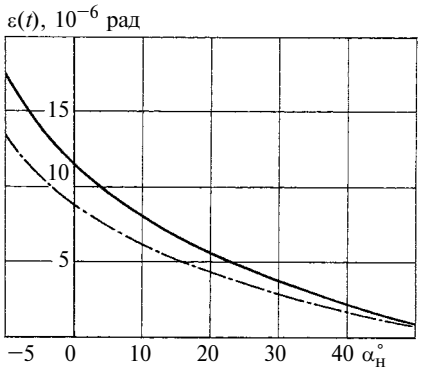



**Рис. 4. Зависимости изменения точности движения привода манипулятора с корректирующей моделью (−·−) и без нее (——)**

ных расчетных данных: жесткости, момента инерции и момента неуравновешенности, создаваемого поднимаемым грузом. Сигнал с преобразователя подается одновременно в сумматор и компенсирующую модель *3*, которая определяет компенсирующий сигнал ошибки привода, поступающий затем в сумматор. В блоке *6* определяется текущее значение передаточного числа винтового механизма, в блоке *7* — момент инерции нагрузки, в блоке *9* — угловая жесткость. Блок *10* используется для задания КПД механизма при прямом и обратном ходах, блок *11* — для задания коэффициента демпфирования механизма. Блок *8* обеспечивает обратную связь по положению стрелы манипулятора и подает сформированный сигнал в сумматор. Регистрация ошибки привода при соответствующих исходных данных выполняется с помощью виртуального блока *5*.

Дополнительно для визуализации данных и просмотра параметров симуляции разработан интерфейс, с помощью которого обеспечивается доступ к исходным данным модели и оценивается результат, представленный в графическом виде. Интерфейс позволяет анализировать систему в целом при изменении одного или нескольких параметров, строить зависимости изменения ошибки привода в функции угла подъема стрелы, представлять данные в удобной форме и интегрировать их непосредственно в рабочую область Matlab. Окно интерфейса показано на рис. 3. В верхней части интерфейса располагаются исходные данные, ниже — начальные и конечные значения вводимых параметров. Имеются кнопки управления экспериментом и окно для построения графиков.

Нажатием кнопки "Start" активизируется модель Simulink, затем — поля для ввода основных параметров симуляции. Указатели ввода исходных данных (слайдеры), расположенные в верхней части окна, позволяют произвольно выбирать место расположения движков или нажатием левой кнопки мыши на стрелку слайдера изменять параметр с определенным шагом. Далее задаются угловая скорость стрелы манипулятора и начальный и конечный углы подъема.

Следующий этап — расчет времени симуляции, необходимого для передвижения механизма в диапазоне заданных углов и выполнения моделирования. Пуск системы осуществляется кнопкой "Симуляция". Все данные по завершению симуляции отправляются в рабочую область Matlab. Для построения графика зависимости ошибки привода от угла подъема стрелы следует нажать кнопку "Строить график". Нажатием кнопки "Обнулить" все данные в интерфейсе стираются.

Предложенный метод компенсации погрешности применяли для линейного привода подъема манипулятора со следующими параметрами: жесткость винтового механизма $4 \cdot 10^6$ Н/м; момент инерции поднимаемого груза $3 \cdot 10^2$ Н · м · с$^2$; КПД механизма прямого и обратного хода 0,8; угол подъема стрелы от −10 до 60°; расстояния от оси вращения стрелы до мест крепления штока $a = 0{,}4$ м и корпуса механизма к основанию манипулятора $b = 0{,}6$ м; скорость подъема груза 0,5 градус/с.

По результатам моделирования привода подъема манипулятора (таблица) построены трендовые модели изменения погрешности ε приводов с корректирующей моделью и без нее для указанного диапазона углов $\alpha_н$ подъема стре-

**Значения ошибки привода при движении нагрузки, $10^{-3}$ рад**

| Привод | Углы подъема стрелы манипулятора, градус | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | −5 | 0 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 |
| Без корректирующей модели | 1,60 | 1,00 | 1,00 | 0,82 | 0,21 | 0,19 | −0,10 |
| С корректирующей моделью | 1,30 | 0,77 | 0,76 | 0,63 | 0,19 | 0,07 | 0,05 |

УДК 621.9.08

Г. М. ТРОМПЕТ, канд. техн. наук (Уральский федеральный университет им. Б. Н. Ельцина, г. Екатеринбург),
В. А. АЛЕКСАНДРОВ, канд. техн. наук (Уральская ГСА, г. Екатеринбург), e-mail: alexandrov_vikt@mail.ru

# Точность изготовления деталей на станке с прибором активного контроля

Приведены результаты исследования влияния основных технологических факторов на вариацию выходного управляющего сигнала прибора активного контроля, позволяющие скорректировать настройку металлорежущего станка перед обработкой разных по конструкции изделий.

**Ключевые слова:** прибор активного (управляющего) контроля, технологические факторы, обработка заготовок.

The investigation results of influence of basic technological factors on variation of output control signal of the sizing device are presented, which allow to adjust the settings of the machine tool before processing of different in design products.

**Keywords:** the unit of active (monitoring) control (sizing device), technological factors, blanks processing.

В современном машиностроении расширяется использование комплекса "металлорежущий станок + прибор активного (управляющего) контроля (ПАК)" — одного из направлений модернизации технологического оборудования. Применение комплекса позволяет повысить точность изготовляемых деталей и не допустить брак. Металлорежущие станки и ПАК работают в тяжелых динамических условиях, особенно плоскошлифовальные станки с круглым столом.

Задачей авторов стало исследование влияния основных технологических факторов на вариацию выходного управляющего сигнала ПАК как наиболее необходимого точностного параметра. Такими факторами являются:

1. Рассеяние (колебание) фактических размеров заготовок. Наибольшая величина составила 0,03 мм.

2. Скорость перемещения заготовок при обработке. Наибольшая скорость характерна для плоскошлифовальных станков с круглым столом (до 150 м/мин).

3. Удары-импульсы или частота ударов о шлифовальный круг и измерительный наконечник. Сила удара зависит не только от высоты выступа, т. е. от разности высот последующей и предыдущей де-

*(Окончание статьи. Начало см. на стр. 35)*

лы (рис. 4). Изменение ошибки привода без корректирующей модели (сплошная линия) находится в пределах $(+1{,}6 \div -0{,}1) \cdot 10^{-3}$ рад, а с корректирующей моделью (штрихпунктирная линия) — $(1{,}3 \div 0{,}05) \cdot 10^{-3}$ рад. Разброс значений составил в первом случае $1{,}7 \cdot 10^{-3}$ рад, во втором — $1{,}25 \cdot 10^{-3}$ рад, что на 27 % меньше.

Исследования показали — применение корректирующего модельного блока снижает ошибку привода подъема манипулятора, что подтверждает эффективность регулирования точности движения электромеханических систем.

Метод компенсации погрешностей, обусловленных систематическими факторами, вызванными особенностями исполнительного механизма, позволяет повысить качество приводов линейного перемещения и может применяться для приводов, управляющих объектами с нестабильными характеристиками или объектами, не охваченными обратными связями. Применение моделируемых корректирующих сигналов позволяет получить недостающую управляющую информацию и повысить точность управления объектами, например, радиолокационными станциями, системами слежения и телескопами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Генералов Л. К.** Прогнозирование точности движения привода линейного перемещения с ролико-винтовым механизмом // Вестник машиностроения. 2009. № 12. С. 27—30.

2. **Новоселов Б. В., Бушенин Д. В.** Проектирование механических передач следящего привода. Владимир: ОС НТО, 1980. 172 с.

3. **Попов Е. П., Верещагин А. Ф., Зенкевич С. Л.** Манипуляционные роботы: Динамика и алгоритмы. М.: Наука, 1978. 400 с.

4. **Управление** роботами от ЭВМ / Е. И. Юревич, С. И. Новаченко, В. А. Павлов и др.; под ред. Е. И. Юревича. Л.: Энергия, 1980. 261 с.

5. **Герман-Галкин С. Г.** Компьютерное моделирование полупроводниковых систем в Matlab 6.0. СПб.: Корона Принт, 2001. 320 с.

талей, но и от их числа, которое определяется числом одновременно обрабатываемых заготовок.

4. Прерывистость поверхности. Точность обработки и измерения в значительной степени определяется коэффициентом прерывистости, т. е. западанием измерительного наконечника в разрывы контролируемых и одновременно обрабатываемых поверхностей.

5. Амплитуда колебаний измерительного наконечника (рассматривается виброконтактный принцип измерения). Она зависит от припуска на обработку, который для серийных деталей может составлять до 0,6 мм. Следовательно, рабочая амплитуда щупа при измерении и одновременной обработке может изменяться в пределах 0,2÷1,0 мм.

Для получения строгой математической модели эксперименты проводили согласно матрице планирования при D-оптимальном плане Хартли на трех уровнях, которые задавали согласно реальным изменениям параметров при обработке заготовок, отражены в матрице планирования (таблица).

Для оценки значимости полученных коэффициентов регрессии вычисляли критическую величину: $b_{кр} = tK_iS_{восп}$, где $t$ — критерий Стьюдента, $t_{0,05} = 1,96$; $K_i$ — расчетный коэффициент по предлагаемой методике; $S_{восп}$ — дисперсия воспроизводимости, равная средней дисперсии опытов. По $b_{кр}$ определяли значимость факторов. Число степеней свободы для дисперсии воспроизводимости вычисляли по выражению $f_{восп} = a^m - n - 1$, где $a$ — число уровней; $m$ — число факторов; $n$ — число определяемых коэффициентов модели. В нашем случае $f_{восп} = 3^5 - 20 - 1 = 222$. Число степеней свободы для остаточной дисперсии $f_{ост} = N - n - 1$, где $N$ — число опытов плана; $n$ — число определяемых коэффициентов модели. В нашем случае $f_{ост} = 27 - 20 - 1 = 6$.

О воздействии факторов можно судить по величине коэффициентов уравнения регрессии. Знак "–" означает, что с увеличением фактора выходная величина уменьшается. Все показания входных и выходных сигналов фиксировались автоматизированной информационно-измерительной системой на базе модулей для распределенных систем данных и управления серии АДАМ-4000 фирмы

**Матрица планирования**

| Переменная | Технологический фактор | Уровень варьирования | | |
|---|---|---|---|---|
| | | +1 | 0 | −1 |
| $X_1$ | $z$ — припуск, мм | 0,7 | 0,5 | 0,3 |
| $X_2$ | δ — рассеяние размеров заготовки, мм | 0,018 | 0,012 | 0,006 |
| $X_3$ | $v$ — скорость перемещения заготовки, м/мин | 19,4 | 15,4 | 11,4 |
| $X_4$ | $K$ — коэффициент прерывистости | 0,5 | 1,0 | 1,5 |
| $X_5$ | ν — частота ударов | 15 | 10 | 5 |

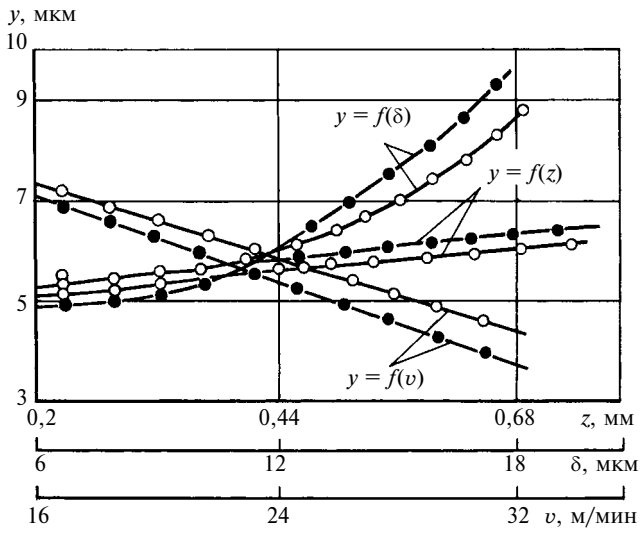



**Рис. 1. Зависимости влияния технологических факторов на вариацию сигнала измерительной системы для станков МШ-192 (линии —○—) и ЗБ756 (линии —●—)**

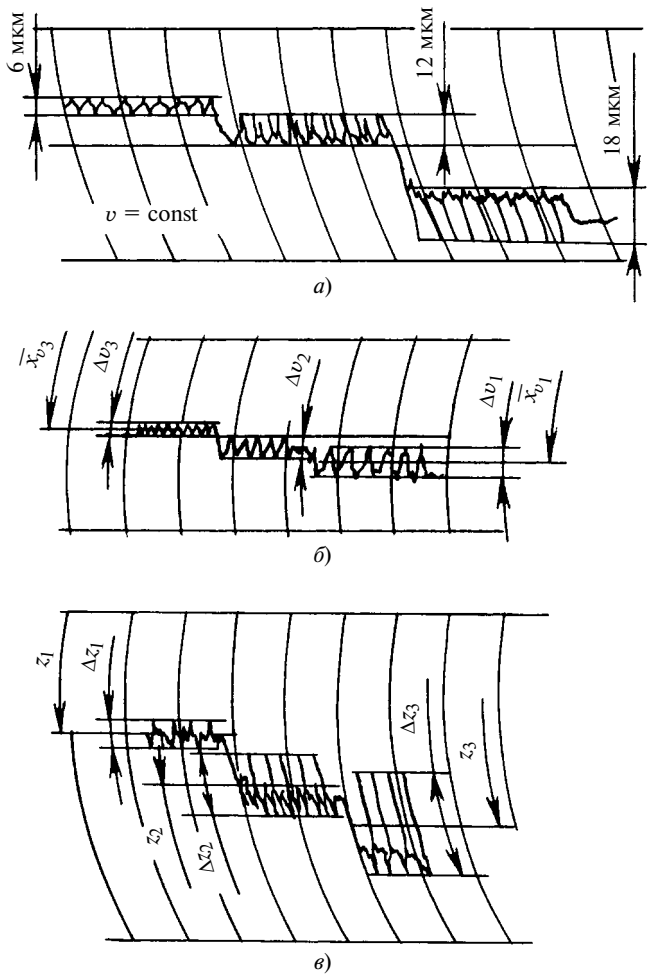



**Рис. 2. Влияние технологических факторов на вариацию сигнала измерительной системы:**
*а* — рассеяния размеров заготовок; *б* — скорости перемещения заготовок ($v_3 > v_2 > v_1$); *в* — припуска на заготовку ($z_3 > z_2 > z_1$)

УДК 621.9.048.7

Г. В. МОСКВИТИН, д-р техн. наук, Е. М. БИРГЕР, А. Н. ПОЛЯКОВ, кандидаты технических наук
(ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), e-mail: mnsv@mail.ru

# Повышение усталостных свойств металлов лазерным ударным упрочнением

Рассмотрены влияние лазерного ударного упрочнения на свойства различных материалов и варианты использования этой технологии.

**Ключевые слова:** лазерное ударное упрочнение, наклеп, лазерная обработка.

The effect of laser shock hardening on the properties of different materials and the options of this technology use are considered.

**Keywords:** laser shock hardening, cold work hardening, laser processing.

Различные обработки металлических деталей: токарная, фрезерная, шлифование, химическое травление, электроэрозионная, лазерная резка, — создают остаточные растягивающие напряжения в приповерхностном слое, которые снижают сопротивление усталости изделия, особенно при циклических нагрузках. Растягивающие напряжения можно компенсировать наклепом. Традиционный наклеп (холодная ковка) — процесс пластической деформации изделия, при котором в приповерхностных слоях формируются остаточные сжимающие напряжения. Наклеп часто осуществляют бомбардировкой поверхности детали, например металлической дробью, или другими методами.

Лазерный наклеп — перспективный метод упрочнения металлов, который заключается в обработке поверхности изделия мощным импульсным излучением, в результате чего создается поверхностный слой металла со сжимающими остаточными напряжениями, в несколько раз большими получаемых при использовании традиционного ударного наклепа [1].

В последние 4÷5 лет лазерный наклеп активно применяют в промышленности для повышения сопротивления усталости в напряженных ответственных деталях. Наклеп лазерным пучком начали применять в авиационной промышленности для упрочнения лопаток турбин. Сегодня эту технологию используют и в других областях, например в медицине для упрочнения имплантантов. В автомобильной промышленности лазерный наклеп применяют для обработки коробок передач и шасси, что позволяет облегчить корпус изделия, уменьшить потребление топлива и т. д. Технология лазерного наклепа сертифицирована нормативами ISO 9001.

Результаты, полученные разными исследователями, и практика успешного применения позволили выделить лазерный наклеп в самостоятельное направление. Первая международная конференция по лазерному наклепу прошла в США (г. Хьюстон) в декабре 2008 г. Первые эксперименты по упрочнению металлов этим методом были проведены

*(Окончание статьи. Начало см. на стр. 38)*

Advantech с вводом информации в восьмиканальный модуль АДАМ-4018.

После математической обработки получено уравнение регрессии в кодированных переменных:

$$y = 5{,}75 + 0{,}58X_1 + 1{,}6X_2 - 1{,}5X_3 + 1{,}4X_2^2 + 0{,}79X_1X_2.$$

Подставив в это уравнение значения натуральных переменных, выраженных через коэффициенты

$$X_1 = \frac{Z - 0{,}44}{0{,}24}; \quad X_2 = \frac{\delta - 12}{6}; \quad X_3 = \frac{\upsilon - 24}{8},$$

получим уравнение регрессии в натуральных переменных: $y = 8{,}8 + 8{,}56z - 0{,}42\delta - 0{,}19\upsilon + 0{,}04\delta^2 - 0{,}55z\delta$.

Анализ уравнения регрессии и контрольные эксперименты показали следующее.

1. Наибольшую погрешность вызывает рассеяние (колебания) размеров обрабатываемых заготовок (деталей). Эта зависимость — параболическая $y = f(\delta)$ (рис. 1). С увеличением поля рассеяния размеров резко возрастает вариация показаний (рис. 2, *а*).

2. С ростом скорости перемещения обрабатываемых заготовок погрешность размеров сглаживается и величина сигнала стремится к динамическому настроечному размеру $y = f(\upsilon)$ (см. рис. 1), значение которого соответствует середине поля рассеяния (рис. 2, *б*).

3. С увеличением припуска (амплитуды колебаний измерительного щупа) возрастает величина $y = f(z)$ (см. рис. 1). Увеличение зависит от размера припуска (рис. 2, *в*).

4. При увеличении разрывов на измеряемой поверхности и числа ударов-импульсов погрешность возрастает, но ее влияние незначительно, так как измерительный наконечник перекрывает разрывы.

Полученные результаты позволили скорректировать настройку металлорежущего станка перед обработкой изделий, различных по конструкции.

более 30 лет назад, а результаты и материалы по разработкам опубликованы в девяностых годах прошлого века [1], но только сегодня с появлением мощных моноимпульсных лазеров с высокой частотой повторения данный метод стал конкурентоспособным.

Еще несколько лет назад основной проблемой внедрения данной технологии было отсутствие недорогих лазерных установок высокой производительности. С появлением таких лазеров эта технология становится штатной технологией для ряда массовых производств. Задача данной работы — дать представление о ее методике, современном состоянии и перспективах.

Для лазерного наклепа необходим лазер со следующими техническими характеристиками: средняя мощность — от нескольких сотен ватт до нескольких киловатт; энергия импульса — порядка 100 Дж; его длительность — 10÷50 нс; для создания мощной ударной волны в материале [1] используют импульсы высокой интенсивности ($\approx 10^9 \div 10^{10}$ Вт/см$^2$).

При выборе лазерной системы для лазерного наклепа в промышленных условиях необходимо учитывать не только характеристики лазерного источника, но и такие показатели, как стоимость оборудования, эффективность, эксплуатационные расходы и т. д.

***Методика лазерного ударного упрочнения:*** на обрабатываемую поверхность наносят непрозрачное покрытие, поглощающее излучение, например черную краску, металлическую фольгу или ленту; поверх этого покрытия находится прозрачный слой, как правило, — вода. Лазерное излучение поглощается непрозрачным слоем, в результате чего он нагревается, испаряется и формируется высокотемпературная плазма, ограниченная с одной стороны обрабатываемой поверхностью, с другой — прозрачным слоем, сдерживающим распространение плазменного облака. Вследствие ограниченности объема плазмы давление газа в ней резко возрастает (более 2 ГПа) и в металле образуется ударная волна, которая создает в материале сжимающие напряжения. Поглощающее покрытие служит защитой от прямого контакта поверхности детали с лазерно-индуцированной плазмой, а также повышает эффективность тепловых процессов.

Прямое взаимодействие поверхности детали с плазмой приводит в большинстве случаев к образованию расплава металла. Однако лазерный наклеп не является термическим процессом, так как поверхность материала не нагревается, вода же применяется только для ограничения распространения плазмы, а не для охлаждения поверхности.

Возможность генерации ударной волны посредством лазерного импульса большой энергии была изучена в 1963 г. в США. Для реализации лазерного наклепа необходимо было разработать оборудование; изучить механизмы взаимодействия излучения с материалом; возможность использования лазерного излучения большой плотности мощности для создания высоких импульсных давлений. Начиная с середины 80-х годов исследователи совершенствовали данный метод, добавляя сведения о модификации временной формы импульса, характеристиках ударной волны и ее распространении, моделировании вынужденного отклика среды. Особое внимание уделялось таким факторам, как параметры излучения, ограничивающие прозрачный и непрозрачный слои, и термозащитные покрытия, способствующие формированию механических откликов в металлах [1÷3].

В 1995 г. в ВВС США была утверждена программа по развитию технологии лазерного упрочнения и ее внедрению. В том же году для производства необходимого для этого оборудования и подготовки специалистов была основана компания LSPTechnologies, Inc. (LSPT). К 1997 г. в лабораториях ВВС США были получены положительные результаты по лазерному упрочнению и начато производство лопаток турбин реактивных двигателей с использованием данной технологии. Применение лазерного упрочнения снизило затраты, связанные с заменой лопаток турбин двигателей.

Производство двигателей с использованием лазерного упрочнения оказалось успешным. Однако прошло несколько лет, прежде чем была разработана первая лазерная система, пригодная для проведения лазерного наклепа на индустриальном уровне: скорость обработки >1 м$^2$/ч; энергия импульса >100 Дж при длительности 10÷30 нс; средняя мощность — от сотен ватт до 1 кВт. В Ливерморской национальной лаборатории им. Э. Лоуренса в 1999 г. был разработан первый полупромышленный (энергия импульса 100 Дж) лазер на стекле из неодима (Nd) для упрочнения наклепом. Эта лазерная система с использованием обращения волнового фронта и крупногабаритной анаморфотной асферической оптики (активный элемент 1 × 14 × 40 см$^3$) позволяла обрабатывать детали пятнами размером в 1 см$^2$ с частотой до 2 Гц, обеспечивая производительность 3000 см$^2$/ч при смене ламп накачки через $10^4$ вспышек. Сегодня такая система изготовляется для промышленного использования [1].

В большинстве случаев для реализации технологии лазерного наклепа используют твердотельный лазер с модуляцией добротности на стекле из Nd + YAG, работающий в ближней инфракрасной (ИК) области спектра с длиной волны 1,064 мкм и длительностью импульса 10÷100 нс. Варианты реализации метода с использованием различных исходных параметров (взяты из обзора [4]) представлены в таблице).

**Технические показатели лазерного наклепа**

| | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Максимальное давление, ГПа | 1,4 | 5,5 | 0,8 | 10 | 2,5 | 0,5 | 10 | 39,5 |
| Иммерсионный слой | Вода | Вода | — | Вода | Вода | Вода | Вода | Кварц |
| Поглощающее покрытие | — | — | — | Черная краска | Черная краска | — | Черная краска | Черная краска |
| Диаметр пучка, мм | 2÷6,6 | 5,6 | 3 | 0,6÷3 | 5÷12 | 0,75 | — | 3÷3,5 |
| Длительность импульса, нс | 20 | 20 | 150 | 20÷30 | 15÷30 | 5 | 3÷10 | 0,6 |
| Плотность мощности, ГВт/см$^2$ | 1÷15 | 21 | 0,05÷1 | — | 1÷8 | 4,5 | 8÷20 | 2400 |
| Мощность, Дж | 5÷100 | 50 | 6 | — | 80 | 0,1 | 40÷100 | 100 |
| Тип лазера | Стекло с Nd | Фосфатное стекло с Nd | YAG + Nd | Стекло с Nd | Стекло с Nd | YAG + + Nd | Стекло с Nd | Стекло с Nd |
| Обрабатываемый материал | Горная порода | Пластина из Ti-6Al-4V | Пластина из Al | 2024-T3 Al | Al-12Si | 08Х18Н10 | Коррозионно-стойкая сталь 316L | Марганцовистая сталь |

Наиболее часто при лазерном наклепе используют три длины волны лазерных импульсов: 1064 нм — ближняя ИК область спектра; 532 нм — зеленая область; 355 нм ультрафиолетовая (УФ) область спектра. Результаты исследования характеристик лазерных ударных волн и эффектов пробоя плазмы с учетом используемой длины волны в диапазоне от ИК до УФ области спектра приведены в работах [1÷3].

Показано, что с увеличением плотности мощности давление, создаваемое лазерными импульсами с длинами волн в зеленой и УФ областях спектра, имеет схожий профиль с давлением, генерируемым лазером на 1064 нм. Однако, если лазер, работающий в ИК области и имеющий плотность мощности порядка 10 ГВт/см$^2$, создает давление в 5 ГПа, то для создания схожих давлений лазером с меньшими длинами волн требуется большая плотность мощности. Более того, продолжительность давления, создаваемого в УФ области, намного меньше, чем в ИК. Хотя металлы обладают значительной способностью отражать свет, поддержание лазерной плотности мощности на постоянном уровне и уменьшение длины волны от ИК до УФ области могут привести к увеличению взаимодействия света и вещества, что, в свою очередь, приведет к возникновению ударной волны. Однако максимальное давление плазмы может снизиться, так как уменьшение длины волны излучения снижает порог критической плотности мощности для диэлектрического пробоя, который ограничивает максимальное давление плазмы. Так уменьшение длины волны с 1064 до 532 нм снижает порог диэлектрического пробоя с 10 до 6 ГВт/см$^2$, в результате чего максимальное давление снижается с 5,5 до 4,5 ГПа. В ранних экспериментах обрабатываемый материал помещали в вакуум, и плазма распространялась свободно. Максимальное давление плазмы находилось в диапазоне от 1 ГПа до 10 ГПа при варьировании плотности мощности от 0,1 до 106 ГВт/см$^2$. Продолжительность плазменного давления вследствие быстрого адиабатического охлаждения плазмы в вакууме приблизительно равнялась длительности лазерного импульса.

Лазерная обработка с использованием воды основана на следующих факторах: пропускание (или поглощение) света водой; испарение; формирование плазмы; формирование ударных волн; образование пузырьков, их увеличение и схлопывание. Наибольший интерес вызывает функция воды при лазерной обработке — преобразование части энергии в механический импульс в результате испарения материала и формирования плазмы. Кроме того, вода — более эффективный охладитель по сравнению с газами, успешно экранирует как газовые, так и твердотельные выбросы с поверхности металла. Большинство эффектов можно получить, применяя и другие нейтральные жидкости, но вода остается самым дешевым и безопасным средством.

В большинстве случаев желательно, чтобы вода не сильно поглощала излучение. Для зеленой области спектра вода должна быть наиболее прозрачной, особенно для длин волн лазера на парах меди (511 нм) и второй гармоники Nd + YAG (532 нм).

## Сравнение традиционного ударного наклепа с лазерной обработкой

На металлообрабатывающих предприятиях широко применяют ударный наклеп, осуществляемый, например, дробеструйной обработкой, при которой для формирования остаточных напряжений в поверхностном слое металла обрабатывают деталь чугунной, стальной или керамической дробью. Пластическая деформация металла при этом распространяется на глубину от 0,13 до 0,25 мм. Такую технологию, как правило, используют после термообработки или после окончательной механической обработки детали.

К достоинствам такого наклепа также можно отнести низкую себестоимость, высокую надежность оборудования и возможность обработки больших площадей за цикл. К его недостаткам относятся: неоднородность обработки; необходимость контроля качества дроби; небольшой слой, упрочненный остаточными напряжениями сжатия, даже для мягких сплавов (для алюминиевых сплавов не превышает 0,25 мм), значительная шероховатость по-

верхности (особенно мягких сплавов), способствующая появлению микротрещин и недопустимая в ряде случаев. Устранение неровностей поверхности стандартными методами может привести к удалению упрочненного слоя.

Лазерный наклеп повышает сопротивление металлов и сплавов усталости и фреттинг-усталости [1]. Глубина остаточных сжимающих напряжений (≈1 мм) после облучения детали короткими мощными лазерными импульсами превышает их глубину при традиционном ударном наклепе, что повышает сопротивление усталости материала детали. Кроме того, лазерный наклеп способствует существенному поверхностному деформационному упрочнению материала, а для тонкостенных участков детали — и сквозному их упрочнению.

Лазерный наклеп имеет ряд уникальных особенностей по сравнению с ударным наклепом. Во-первых, обрабатываемая поверхность, как правило, покрыта ламинарно текущим слоем воды, основное назначение которого — инерционное ограничение зоны плазмы высокого давления, образующейся при "обстреле" поверхности металла мощными лазерными импульсами. Плазма образуется в течение наносекунд с момента поступления энергии излучения; вода локализует ее в узкой зоне, способствуя передаче энергии в рабочую поверхность детали. Во-вторых, имеется дополнительный слой, поглощающий излучение. В отличие от масок, применяемых при ударной обработке, которые защищают нерабочие поверхности, оптические поглощающие покрытия наносятся именно на ту поверхность, которая подвергается лазерной обработке, что, с одной стороны, способствует максимально возможной энергетической эффективности процесса, а с другой — при воздействии мощного потока энергии защищает поверхностный слой от обгорания.

Ударный наклеп — случайный распылительный процесс — рабочая поверхность бомбардируется потоком микротел, случайно распределенных в пространстве и во времени. Лазерный наклеп — контролируемый и управляемый процесс, происходящий в зоне воздействия одиночных лазерных импульсов с контролируемыми параметрами и определенной траекторией. Размеры лазерного пятна на обрабатываемой поверхности составляют 3÷6 мм, длительность лазерных импульсов — порядка десятков нанометров, их частота 3÷6 Гц. При лазерном наклепе глубина остаточных сжимающих напряжений в 4÷5 раз больше, а объем последующей механической обработки значительно меньше, чем при ударном наклепе. Бóльшая глубина сжимающих напряжений, чем при ударном наклепе, обеспечивает более длительное сопротивление появлению и росту трещин. Для увеличения глубины остаточных сжимающих напряжений при ударном наклепе необходима большая сила ударов дроби, что приводит к шероховатости поверхности и, следовательно, к увеличению объема последующей обработки. При лазерном наклепе отсутствует прямой контакт инструмента (лазерного луча) с поверхностью, что обеспечивает её высокое качество.

### Современные промышленные приложения технологии лазерного наклепа

Одно из первых и наиболее успешных применений лазерного наклепа — упрочнение деталей из материала на никелевой основе InconelAlloy 22 [2] (кроме никеля содержит 22 % хрома, 14 % молибдена, 3 % вольфрама и не более 3 % железа). Были получены сжимающие остаточные напряжения на глубине до 5 мм в сварных швах и подложке толщиной 33 мм. В результате была внедрена технология лазерного наклепа для устранения растягивающих напряжений, возникающих при сварке в крышках объемных металлических канистр. При лазерной обработке вместо растягивающих напряжений в центральной части сварных швов получили существенные по величине и равномерные сжимающие напряжения по всей длине сварного шва.

Применение лазерного наклепа значительно сократило отходы металла, так как после него требуется финишная обработка небольшого объема. После лазерного наклепа поверхность детали достаточно однородна (среднеквадратичная высота неровностей не более 1÷1,2 мм). Скорость термической релаксации очень низкая, что может обеспечить большую эффективность технологии лазерной обработки деталей, эксплуатируемых при высоких температурах.

Лазерная обработка повышает ресурс тяжелонагруженных деталей из конструкционного алюминия. Так, лазерный наклеп повышает усталостный ресурс образцов из алюминия 6061T6 более чем в 50 раз [2] по сравнению с необработанными образцами и в 10 раз по сравнению с образцами, подвергнутыми традиционному ударному наклепу.

Лазерный наклеп корней зубьев увеличивает усталостную прочность на изгиб зубчатых колес и, соответственно, усталостный ресурс при частом нагружении. Отмечено повышение ресурса зубчатых зацеплений в коробках передач автомобилей и вертолетов в 2÷6 раз. При этом в 10 раз увеличивается ресурс подшипников.

Лазерный наклеп применяют при производстве лопаток турбин реактивных двигателей авиалайнеров для повышения усталостного ресурса. В лопатках турбин без лазерного наклепа развивались усталостные трещины критических размеров после 500 полетов; лопатки, подвергнутые лазерному наклепу, выдерживают 10 000 полетов.

Экспериментальные исследования последних лет показали, что лазерный наклеп замедляет, а при определенных условиях может практически

устранить коррозионное растрескивание металлов под действием напряжений [2]. При ускоренных коррозионных испытаниях напряженных деталей, проводившихся в водных растворах $MgCl_2$ при повышенных температурах, измеряли ресурс U-образных образцов из коррозионно-стойкой стали. Ресурс таких деталей, находящихся в тяжело нагруженном состоянии, не превышает 2 ч. После лазерного наклепа этих деталей растрескивание не наблюдалось даже через 6 дней!

Лазерный наклеп используется при производстве крупных сложнопрофильных корпусных и объемных деталей самолетов [3].

Промышленное использование лазерного наклепа началось в 2002 г. с обработки лопаток и дисков турбин реактивных двигателей авиалайнеров. Сегодня в авиационной промышленности лазерный наклеп используют для предотвращения отказов деталей, работающих в условиях значительных напряжений, циклических нагрузок, при возможном воздействии случайных объектов, а также для предотвращения фреттинга.

Промышленные системы RapidCoater™ для лазерного наклепа позволяют осуществлять обработку по любым траекториям с необходимым перекрытием лазерных пятен [3]. В автоматическом режиме, например, осуществляются: напыление специального поглощающего покрытия на обрабатываемые участки поверхности; непрерывная подача ламинарного потока воды в качестве слоя, сдерживающего распространение плазмы; управление лазерным импульсом; очистка поверхности последующим импульсом. При этом обеспечивается непрерывность процесса.

Последнее достижение в этой области — лазерный комплекс LSPMC фирмы LSPTechnologies. Система оснащена импульсным лазером мощностью 125 Вт на фосфатном стекле с неодимом: частота — до 2,5 Гц, энергия излучения — 50 Дж, длительность импульса — 20 нс. Лазерное пятно диаметром до 6 мм обеспечивает производительность наклепа 25 $см^2$/мин.

Исследовали влияние лазерного наклепа на сопротивление фреттинг-усталости титановых сплавов [5]. Лазерным лучом обрабатывали такие труднодоступные участки, как внутренние поверхности отверстий и пазов. Лазерный наклеп в 10÷25 раз увеличивал выносливость деталей в условиях усталостного фреттинга при различных нагрузках. Ресурс деталей увеличивался настолько существенно, что в условиях испытаний не было возможности установить его значения, так как образцы до конца испытаний не теряли работоспособности.

Обработка лазерным наклепом применяется для повышения ресурса штампов, используемых для непрерывной протяжки труб из инструментальной стали А2. Лазерный наклеп пазов штампов с плотностью мощности излучения 10 ГВт/$см^2$ эффективен для создания зон глубоких сжимающих остаточных напряжений. Сжимающие остаточные напряжения в поверхностном слое и обработанных, и стандартных штампов составляли ≈1,05 ГПа. На глубине 0,1 мм остаточные напряжения в штампах, подвергнутых лазерной обработке, составляли 900 МПа, в то время как в стандартном штампе они отсутствовали. На глубине 1 мм после лазерного наклепа остаточные напряжения снижались до 200 МПа, уменьшаясь до нуля на глубине 1,5 мм.

Холодная протяжка (утоньшение труб при изготовлении единой непрерывной бесшовной трубы) — это циклический процесс формования металла при нормальной температуре. В исключительно неблагоприятных условиях происходит уменьшение диаметра трубы при одновременном утоньшении ее стенки. Лазерная обработка создала глубокий слой с остаточными сжимающими напряжениями. Испытания и последующая фрактография штампов показали, что лазерный наклеп значительно увеличивает (в среднем в три раза) ресурс деталей, изменяя механизм разрушения.

В авиакосмической промышленности лазерный наклеп применяется для повышения усталостной прочности титановых лопаток вентиляторов и компрессоров. Эта же технология может быть использована и в медицинской промышленности, например при изготовлении титановых стержней спинальных имплантов [6]. Для повышения пластичности этих изделий стандартные стержни диаметром 5,5 мм модифицировали специальной механической обработкой, а связанные с этим потери в усталостной прочности восстанавливали лазерным наклепом. Результаты испытаний: долговечность стержней увеличилась на 68÷75 % при увеличении нагрузки на 68÷72 %.

Лазерный наклеп — перспективный метод повышения усталостной прочности ответственных деталей, но эта технология не является заменой традиционного ударного наклепа.

Препятствиями к широкому применению лазерной технологии до недавнего времени были высокая стоимость оборудования и низкая производительность. Однако эти задачи решены выпуском роботизированного промышленного оборудования и успешными технологическими разработками, которые позволили автоматизировать процесс.

Дальнейшее развитие этого направления ожидается с расширением программного обеспечения. Рассматривается применение лазерного упрочнения в авиационной промышленности при решении таких задач, как повышение усталостной прочности бортовых переборок, узлов крепления крыла, механизмов управления полетом, штурвалов, тормозных элементов, элементов шасси; повышение надежности сварных титановых и алюминиевых соединений; повышение надежности и стойкости сварных частей самолета к коррозии; противодей-

УДК 621.9.04

В. В. МОЛОДЦОВ, А. А. ОКУНЬКОВА, кандидаты технических наук, П. Ю. ПЕРЕТЯГИН (МГТУ "Станкин"), e-mail: peretyagin@stankin.ru

# Особенности изготовления графитовых электродов для электроэрозионной обработки сложнопрофильных высокоточных деталей

Рассмотрено изготовление профильных графитовых электродов-инструментов для электроэрозионной прошивки. Даны рекомендации по фрезерной обработке графита, показаны особенности проектирования электродов на конкретном примере.

**Ключевые слова:** электроэрозионная обработка, электрод-инструмент, графит, сложнопрофильные высокоточные детали.

The production of profile graphite electrodes-tools for the electric erosion broaching is considered. The guidelines on milling processing of graphite are given, and the design peculiarities of electrodes on a concrete example are shown.

**Keywords:** electric erosion machining, the electrode-tool, graphite, profile-composite exacting details.

Сейчас все больше изделий потребительского назначения изготовляют методом литья пластмасс под давлением, который получил большое применение благодаря новым технологиям, в том числе при изготовлении деталей сложной формы. Преимущества метода: универсальность по видам перерабатываемых пластиков; высокая производительность в режиме автоматизированного процесса; высокая точность получаемых изделий; изготовление деталей сложной формы, что недостижимо при использовании других технологий.

Для литья под давлением необходимо изготовление пресс-форм — сложно-профильного высокоточного инструмента, внутренняя поверхность которого является "негативом" поверхности изделия. Наиболее перспективным способом является электроэрозионная прошивка, позволяющая в ряде случаев получать пресс-формы со сложной поверхностью, которую нельзя получить другими видами обработки.

Для электроэрозионной обработки подходят любые токопроводящие материалы. При такой обработке на поверхности изделия образуется микрослой повышенной твердости, насыщенный углеродом, который препятствует быстрому износу формы. Кроме того, получаемая в результате электроэрозионной обработки внутренняя бугристая поверхность облегчает изъятие изделия из формы. Данный метод относится к прецизионным.

К недостаткам технологии можно отнести: низкую производительность; большое энергопотребление; необходимость изготовления профильного электрода, форма которого зеркально повторяет профиль пресс-формы. Электроды изготовляют в основном из меди, латуни и графита, который в ряде случаев является более предпочтительным благодаря его небольшой стоимости. Также графит имеет более высокую температуру деструкции, небольшую удельную массу, легче обрабатывается, имеет более высокую скорость при черновой обработке детали, небольшой износ инструмента (особенно при черновой обработке), низкий коэффициент температурного расширения (в 3 раза меньше, чем у меди). Все это гарантирует стабильность геометрии электрода в процессе применения. К недостаткам можно отнести хрупкость графита, а также чистоту поверхности изделия после прожига.

Профильный графитовый электрод на производстве чаще всего изготовляют фрезерованием, которое имеет ряд особенностей, препятствующих использованию такого традиционного обору-

*(Окончание статьи. Начало см. на стр. 40)*

ствие усталости вследствие фреттинг-коррозии, трещинообразованию от коррозии под напряжением для крепежных элементов и отверстий под крепеж; замена штампованных деталей рентабельными высоконадежными литыми элементами.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Walters C. T., Clauer A. H., Campbell B. E.** Laser Shock Effects on Stressed Structural Materials // Proceedings of the Sixth DOD Conference on DEW Vulnerability, Survivability and Effects, Gaithersburg MD (May 12÷15, 1987).

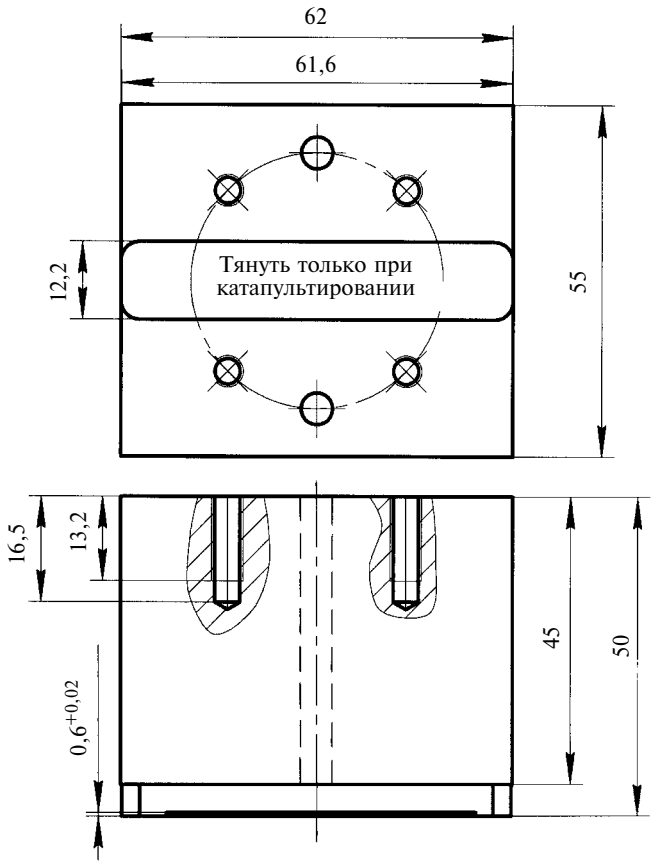
2. **Hackel L. A., Chen H.-L.** Laser Peening-Strengthening Metals to Improve Fatigue Lifetime and Retard Stress-Induced Corrosion Cracking in Gears, Bolts and Cutters // Lawrence Livermore National Laboratory, Livermore, California, August 20, 2003.

3. **Lavendera A. Curt** et al. The effect of laser shock peening on the life and failure mode of a cold pilger die // Journal of materials processing technology, 2008. N 204. P. 486—491.

4. **www: marbo.spb.ru/articles** (Цимбал А. Я. Обзор. СПБГУ ИТМО, 2010).

5. **Sokol D. W.** et al. Applications of laser peening to titanium alloys. Presented at the ASME/JSME 2004 Pressure Vessels and Piping Division // Conference, San Diego, CA, July 25—29, 2004.

6. **Pat. 20100249926 US.** Implant and a system and a method for processing, designing and manufacturing an improved orthopedic implant.




**Образец графитового электрода на маркировочный штамп**

дования, как трехкоординатный фрезерный центр с ЧПУ. Часто для обработки графита требуется установка дополнительного оборудования в рабочую зону станка и дополнительных поворотных столов, обеспечивающих поворот относительно осей $X$ и $Y$ при изготовлении деталей сложной геометрии. Поэтому для обработки графита остается актуальной разработка современных фрезерных центров с дополнительными поворотными осями.

В рамках государственного контракта на создание прецизионного пятикоординатного обрабатывающего центра для обработки графитовых электродов для электроэрозионных координатно-прошивных станков в МГТУ "Станкин" под руководством проректора по развитию А. Г. Андреева был выполнен расчет сил резания, действующих на шпиндель станка при фрезеровании графитовых электродов.

В качестве примера был рассмотрен типовой образец графитового электрода для электроэрозионного маркирования — электрод для изготовления штампа вырубки-пробивки изделий авиационного назначения (рисунок). Штамп одновременно осуществляет маркировку и вырубку изделия. Особенности данного изделия заключаются в том, что получение литеры с шириной линий от 0,06 до 0,63 мм и глубиной 0,6 мм затруднительно при традиционной обработке. Графит в данном случае используется потому, что по сравнению с медным инструментом не оставляет заметных заусенцев на небольших сложных поверхностях. Некоторые трудности связаны с обеспечением необходимой шероховатости, но и они могут быть устранены подбором режимов резания.

В соответствии с техническим заданием и конструкторской документацией для данного штампа был спроектирован графитовый электрод с учетом межискрового зазора (0,06 мм), а с помощью интегрированных CAD/CAM-систем спроектирована фрезерная обработка электрода (переходы, режим резания, траектория движения инструмента).

В процессе работы возникли затруднения, связанные с недостатком сведений по обработке графита, выбором оптимальных марок графита для изготовления электродов и режимов резания на основе экспериментальных данных.

Практика показала, что для обработки графита характерны: 1) быстрый износ режущих кромок инструмента вследствие абразивных свойств графита; 2) образование большого количества графитовой пыли (размер 10÷130 мкм); 3) налипание смеси графитовой пыли с маслом на обрабатываемую заготовку при использовании масляного тумана, что может привести к деформациям и поломке инструмента; 4) невозможность использования СОЖ, так как графит поглощает влагу, что приводит к изменению его геометрических и механических свойств.

На основании полученных результатов были разработаны общие рекомендации по подбору технологических режимов резания при изготовлении графитовых электродов для электроэрозионной прошивки.

***Скорость резания.*** Марки графита различаются размерами частиц: 0,5; 1; 2; 5; 10 мкм. Для электроэрозионной обработки следует использовать графит с размером частиц 0,5÷1 мкм. От размера частиц зависит рекомендуемая скорость резания (фрезерования): чем больше размеры частиц, тем выше рекомендуемая скорость.

***Инструмент*** должен иметь острые режущие кромки. Рекомендуемый материал — твердый сплав с многослойным комбинированным покрытием, можно использовать также пластины из поликристаллического алмаза, в этом случае шероховатость обрабатываемой поверхности будет ниже, а стойкость пластины значительно выше. Твердый сплав содержит в основном карбиды (TiC) и/или нитриды (TiN) титана. Твердый сплав с покрытием отличается сочетанием высокой износостойкости и прочности, а также обеспечивает получение деталей сложной формы. Способ нанесения покрытия — конденсация из паровой фазы. Для обработки графита хорошо подходит инструмент, геометрия режущей части которого (пластин и зубьев) оптимизирована для обработки Al с содержанием Si > 13 %.

***Общие рекомендации при проектировании графитообрабатывающего оборудования.*** При обработке графита в результате ударов, наносимых режущим инструментом, от заготовки отделяются небольшие порошкообразные частицы, в то время как металл пластически деформируется. Частицы из зоны обработки удаляются с помощью встроенной системы пылеудаления, обеспечивающей минимальную скорость отсоса воздуха 20 м/с. Можно использовать так называемый "водяной стакан" — отверстия в шпинделе, через которые в зону резания подается вода. Струи воды образуют цилиндр, не пропускающий графитовую пыль.

***Смазочно-охлаждающие жидкости.*** Графит обрабатывают, как правило, без использования СОЖ. Если все же при механической обработке (шлифовании, полировании) используют жидкости, то заготовки должны быть высушены при температуре 150÷200 °С для удаления влаги.

***Особенности проектирования траектории резания.*** Графит по сравнению с металлом обрабатывают при более высоких скоростях резания и подачах и при бóльшей глубине резания. Снижение скорости подачи на выходе из заготовки приводит к предотвращению сколов. Выход и вход инструмента по касательной в конце и начале перехода также предотвращает сколы.

Полученные рекомендации можно использовать для расчета сил резания и технических характеристик шпинделя станка при проектировании прецизионного пятикоординатного обрабатывающего центра для обработки графитовых электродов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ


1. **Григорьев С. Н.** Тенденции и проблемы модернизации машиностроительного производства на базе отечественного станкостроения // Вестник МГТУ "Станкин". 2010. № 3. С. 7—13.
2. **Андреев А. Г., Григорьев С. Н.** Построение компьютерных систем программного управления мехатронными устройствами по модульному принципу // Мехатроника, автоматизация, управление. 2005. № 10.
3. **Григорьев С. Н.** Принципы создания многофункциональной системы числового программного управления технологическим оборудованием на базе общего ядра с открытой модульной архитектурой // Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика. 2011. № 5. С. 1—11.
4. **Окунькова А. А.** Особенности программирования электроэрозионного проволочного оборудования с ЧПУ // Вестник компьютерных и информационных технологий. 2010. № 2 (68). С. 3—10.
5. **Окунькова А. А.** Проектирование и изготовление формообразующих деталей пресс-форм при помощи интегрированных CAD/CAM-систем (при помощи использования Pro/Engineer) // Вестник МГТУ "Станкин". 2010. № 3 (11). С. 56—61.
6. **Окунькова А. А., Рыбаков А. В.** Автоматизация технологической подготовки производства деталей на оборудовании с ЧПУ (на примере электроэрозионной проволочной обработки деталей пресс-форм) // Научные труды МАТИ. 2010. № 15 (87). С. 138—143.
7. **Bach F.-W., Laarmann A., Wenz T.** Modern Surface Technology. Wiley-VCH Verlag GMBH & Co. KGaA, 2006. 325 p.
8. **Frederic P. Miller, Agnes F.** Vandome, John McBrewster. Graphite — VDM Publishing House Ltd. 2009. 128 p.
9. **James A. Harvey.** Machine shop trade secrets: a guide to manufacturing machine shop practices. NY.: Industrial Press Inc. New York. 2005. 320 p.
10. **Grote K.-H., Erik K.** Antonsson. Springer Handbook of Mechanical Engineering. Springer, 2009. 1580 p.


---

УДК 621.914.6

В. В. ДЕМИДОВ, канд. техн. наук, Е. В. ГУСЬКОВА (УлГТУ, г. Ульяновск), e-mail: demidova777@rambler.ru

# Точность обработки прямозубых колес червячными фрезами с положительными передними углами

Рассмотрено влияние положительных передних углов червячно-модульных фрез при разных способах профилирования и аппроксимации профиля зубьев на погрешность профиля зубьев цилиндрических прямозубых колес с модулем от 1 до 6 мм и числом зубьев от 20 до 135. Установлены причины не прямо пропорционального увеличения погрешности профиля зубьев колес при увеличения модуля.

**Ключевые слова:** червячно-модульная фреза, положительный передний угол, профилирование, аппроксимация, имитационное компьютерное моделирование, погрешность.

The paper considers the influence of positive rake angles of worm-modular milling cutters at different methods of profiling and approximation the teeth profile on the teeth profile error of spur gears with a module from 1 up to 6 mm and teeth number from 20 up to 135. The reasons of not directly proportional growth of the gear teeth profile error with the modulus increase have been revealed.

**Keywords:** worm-modular milling cutter, positive rake angle, profiling, approximation, computer simulation, error.

В настоящее время цилиндрические прямозубые колеса внешнего зацепления широко применяются в машинах и механизмах. При изготовлении зубчатых колес самыми трудоемкими являются операции зубообработки, трудоемкость которых несмотря на постоянное совершенствование технологических процессов составляет более 50 % от общей трудоемкости механической обработки зубчатых колес.

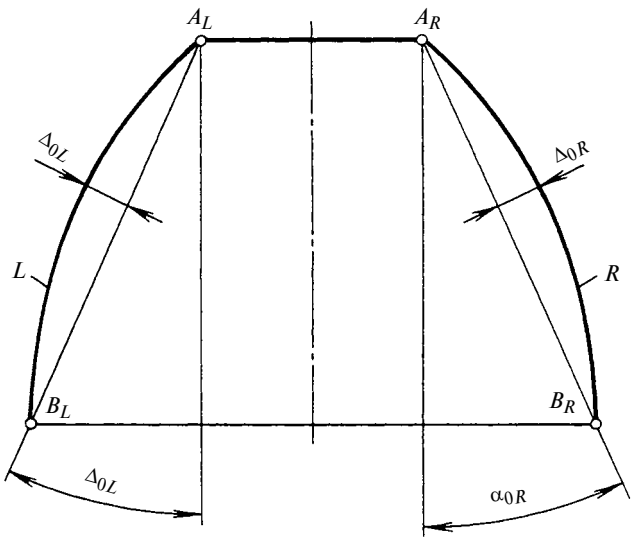



**Рис. 1. Профиль зубьев червячно-модульной фрезы в плоскости передней поверхности**

Наиболее применяемый способ обработки зубьев — зубофрезерование червячно-модульными фрезами (ЧМФ). Существенно повысить эффективность зубофрезерования можно путем использования ЧМФ из быстрорежущих сталей с положительными передними углами [1, 2]. В работе [2] рекомендуется назначать передний угол ЧМФ до 15°, что обеспечивает снижение силы резания на 30÷40 % и увеличение подачи на 40÷50 %. В статье [3] отмечается значительное повышение периода стойкости двухзаходной ЧМФ из быстрорежущей стали Р6М5К5 при положительных передних углах, равных 10°, с модулем 2,5 мм и наружным диаметром 100 мм при зубофрезеровании косозубых колес из стали 20ХНМ (163 НВ) с числом зубьев 37 и углом их наклона 25° при скорости резания 50,24 м/мин методом радиально-осевой подачи (радиальная подача — 0,40 мм/об, осевая попутная подача — 1,25 мм/об).

Однако ЧМФ с положительными передними углами несмотря на их высокую режущую способность до настоящего времени не нашли широкого применения, так как точность профиля зубьев, обработанных данными фрезами, оказывается ниже точности профиля зубьев колес, обработанных ЧМФ с нулевыми передними углами. В известных публикациях нет сведений о влиянии положительных передних углов ЧМФ на точность профиля зубьев колес. В работе [1] оценивается влияние передних углов на отклонение профиля режущих кромок зубьев различных ЧМФ от теоретически точного профиля (соответствует линии пересечения передней поверхности ЧМФ с винтовой поверхностью основного эвольвентного червяка, что обеспечивает наибольшую точность профиля зубьев колес) по углам профиля и его прогибам, но не рассматривается влияние этого отклонения и других факторов непосредственно на точность профиля зубьев. Как показали проведенные исследования (первый этап), изменения углов и прогибов профиля режущих кромок зубьев ЧМФ с положительными передними углами не приводит к таким же изменениям параметров точности профиля зубьев колес, т. е. по известным отклонениям углов и прогибов профиля режущих кромок зубьев фрезы от теоретически точного профиля невозможно определить изменения параметров точности профиля зубьев колес.

При исследованиях методом имитационного компьютерного моделирования (ИКМ) кинематики зубофрезерования [4, 5] цилиндрические прямозубые колеса обрабатывали с углом профиля исходного контура зубчатой рейки 20°, модулем 3 мм и числом зубьев, равным 45, правыми однозаходными ЧМФ с 14 прямыми стружечными канавками, параллельными оси фрезы, и плоской передней поверхностью зубьев с передними углами $\gamma_{a0} = 0$ и 18°. Наружный диаметр фрез 109,75 мм получен переточкой стандартных фрез с наружным диаметром 112 мм и падением затылка 4,5 мм до расчетного сечения для исключения влияния степени их переточки на точность профиля зубьев колес. Зубофрезерование колес выполняли со встречной осевой подачей 1 мм/об и скоростью резания 25 м/мин. В качестве исходного профиля режущих кромок зубьев ЧМФ использовали теоретически точный профиль, который изменяли по следующим вариантам (рис. 1):

1) углы профиля левой ($\alpha_{0L}$) и правой ($\alpha_{0R}$) сторон зубьев фрез изменяли по хордам $A_LB_L$ и $A_RB_R$ относительно исходных значений на величину $\Delta\alpha_0 = -30; -20; -10; 0; 10; 20$ и 30' без изменения прогибов профиля на левой ($\Delta_{0L}$) и правой ($\Delta_{0R}$) сторонах зубьев фрез;

2) прогибы профиля на левой ($\Delta_{0L}$) и правой ($\Delta_{0R}$) сторонах зубьев фрез изменяли относительно исходных значений, принятых за 100 %, до значений, соответствующих 75, 50, 25 и 0 % без изменения углов $\alpha_{0L}$ и $\alpha_{0R}$;

3) углы профиля левой ($\alpha_{0L}$) и правой ($\alpha_{0R}$) сторон зубьев фрез изменяли по хордам $A_LB_L$ и $A_RB_R$ относительно исходных значений на величину $\Delta\alpha_0 = -30; -20; -10; 0; 10; 20$ и 30' при отсутствии прогибов $\Delta_{0L}$ и $\Delta_{0R}$.

Исходные значения углов профиля левой и правой сторон зубьев фрез по хордам $A_LB_L$ и $A_RB_R$ при $\gamma_{a0} = 0$ одинаковы: $\alpha_{0L} = \alpha_{0R} = 20{,}007931°$, а при $\gamma_{a0} = 18°$ составляют $\alpha_{0L} = 19{,}452079°$; $\alpha_{0R} = 18{,}448287°$.

Исходные прогибы профиля на левой и правой сторонах зубьев фрез при $\gamma_{a0} = 0$ одинаковы: $\Delta_{0L} = \Delta_{0R} = 0{,}31$ мкм, а при $\gamma_{a0} = 18°$ составляют $\Delta_{0L} = 3{,}49$ мкм; $\Delta_{0R} = 8{,}89$ мкм. Для указанных исходных прогибов профиля зубьев фрез принято: при $\gamma_{a0} = 0$ имеем $\Delta_{0L} = \Delta_{0R} = 0{,}31$ (100 %); 0,23 (75 %); 0,16 (50 %); 0,08 мкм (25 %) и 0 (0 %); при $\gamma_{a0} = 18°$ составляют $\Delta_{0L} = 3{,}49$ мкм и $\Delta_{0R} = 8{,}89$ мкм (100 %); $\Delta_{0L} = 2{,}62$ мкм и $\Delta_{0R} = 6{,}67$ мкм (75 %); $\Delta_{0L} = 1{,}75$ мкм и $\Delta_{0R} = 4{,}45$ мкм (50 %); $\Delta_{0L} = 0{,}87$ мкм и $\Delta_{0R} = 2{,}22$ мкм (25 %); $\Delta_{0L} = \Delta_{0R} = 0$ (0 %).

Зубофрезерование колес ЧМФ с измененными параметрами профиля режущих кромок зубьев проводили методом ИКМ. Для вариантов 1 и 3 зубофрезерования по специально разработанной верифицированной программе [6] с использованием координат точек профиля зуба колеса, полученных при моделировании, определяли фактические углы профиля $\alpha_{1L}$ и $\alpha_{1R}$ зубьев колес на делительной окружности (стороны зубьев колес обрабатываются соответственно левой и правой сторонами зубьев фрез, см. рис. 1). Для каждой стороны профиля зубьев колес определяли алгебраические разности ($\Delta\alpha_{1L}$ и $\Delta\alpha_{1R}$) фактических ($\alpha_{1L}$ и $\alpha_{1R}$) и ожидаемых углов профиля, равных алгебраической сумме фактических углов профиля зубьев колес, обработанных фрезой с $\Delta\alpha_0 = 0$, и принятой для данного фрезерования.

Для варианта 2 зубофрезерования по верифицированной программе [7] с использованием координат точек профиля зуба колеса, полученных при моделировании, определяли погрешность профиля $f_{fr}$ [8] левых и правых сторон зубьев колес (рис. 2).

Для варианта 1 (см. рис. 2, *а*) и варианта 3 (см. рис. 2, *в*) изменения профиля режущих кромок зубьев ЧМФ установлено: для фрез с $\gamma_{a0} = 0$ величины $\Delta\alpha_{1L}$ и $\Delta\alpha_{1R}$ практически равны изменениям исходных углов профиля $\Delta\alpha_0$ левой и правой сторон зубьев фрез; для фрез с $\gamma_{a0} = 18°$ с увеличением угла $\Delta\alpha_0$ прямо пропорционально увеличивается разница между углами $\Delta\alpha_{1L}$, $\Delta\alpha_{1R}$ и $\Delta\alpha_0$. Так, для варианта 1 при $\Delta\alpha_0 = -30'$ алгебраические разности углов $\Delta\alpha_{1L}$, $\Delta\alpha_{1R}$ и $\Delta\alpha_0$ составили: $\Delta\alpha_{1L} = -1{,}76'$ и $\Delta\alpha_{1R} = -1{,}41'$; при $\Delta\alpha_0 = 30'$ соответственно $\Delta\alpha_{1R} = 1{,}10'$ и $\Delta\alpha_{1L} = 1{,}52'$. Для варианта 3 при $\Delta\alpha_0 = -30'$ алгебраические разности углов $\Delta\alpha_{1L}$, $\Delta\alpha_{1R}$ и $\Delta\alpha_0$ составили: $\Delta\alpha_{1L} = -1{,}64'$ и $\Delta\alpha_{1R} = -1{,}27'$; при $\Delta\alpha_0 = 30'$ соответственно $\Delta\alpha_{1R} = 1{,}30'$ и $\Delta\alpha_{1L} = 1{,}65'$.

Для варианта 2 (см. рис. 2, *б*) установлено, что изменения $\Delta_{0L}$ и $\Delta_{0R}$ от 100 % до 0 для фрез с $\gamma_{a0} = 0$ практически не изменяют погрешности профиля обеих сторон зубьев колес ($f_{fr} = 0{,}45$ мкм), а для фрез с $\gamma_{a0} = 18°$ приводят к увеличению погрешностей профиля левой и правой сторон зубьев колес соответственно с 0,45 до 1,75 мкм при изменении прогиба на 3,49 мкм и до 4,30 мкм при изменении прогиба на 8,89 мкм.

Исследования показали, что по известным отклонениям фактического профиля режущих кромок зубьев ЧМФ с положительными передними углами от теоретически точного профиля невозможно определить погрешность профиля зубьев колес,

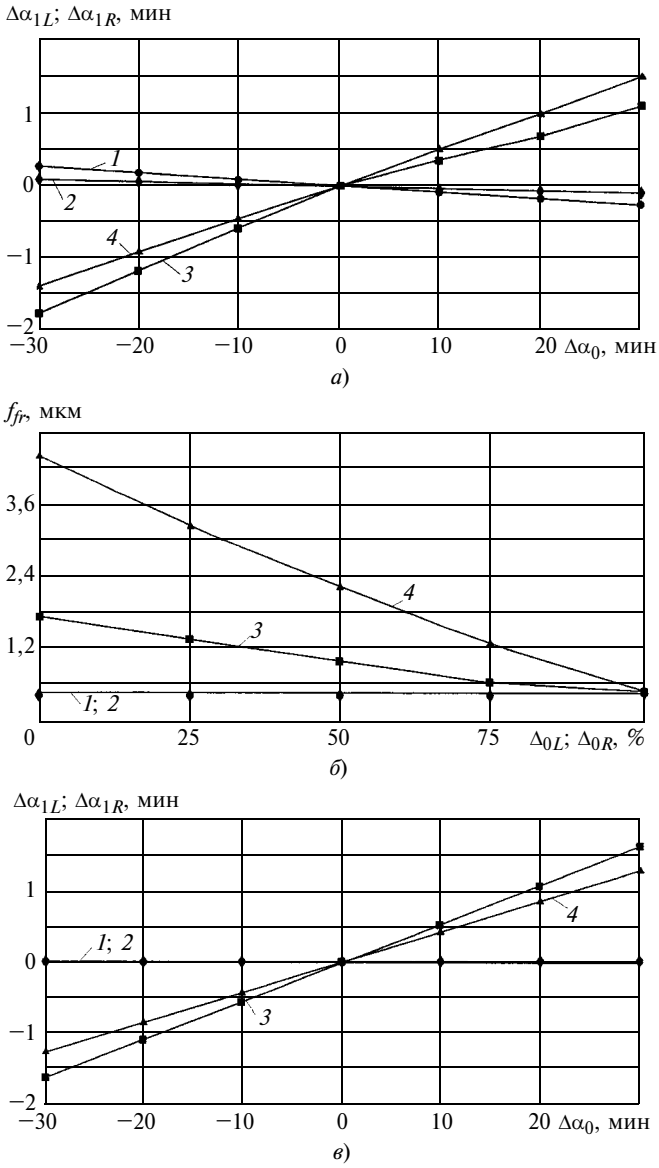



**Рис. 2. Зависимости изменения разности фактических и ожидаемых углов профиля левых ($\Delta\alpha_{1L}$) и правых ($\Delta\alpha_{1R}$) сторон зубьев колес от отклонения $\Delta\alpha_0$ углов профиля зубьев ЧМФ (*а*, *в*) и погрешности $f_{fr}$ от прогибов левой ($\Delta_{0L}$) и правой ($\Delta_{0R}$) сторон профиля зубьев ЧМФ (*б*):**
*1*, *3* и *2*, *4* — соответственно левые и правые стороны зубьев колес при $\gamma_{a0} = 0$ (*1*, *2*) и 18° (*3*, *4*)

в то время как для фрез с передними углами, равными нулю, это возможно.

Таким образом, остается открытым вопрос об оценке влияния положительных передних углов ЧМФ на точность профиля зубьев различных зубчатых колес, в частности цилиндрических прямозубых. В связи с этим методом ИКМ выполнен второй этап исследований, задача которого состояла в количественной оценке влияния положительных передних углов ЧМФ с разными способами профилирования на погрешность профиля зубьев цилиндрических прямозубых колес с углом профиля исходного контура зубчатой рейки 20°, $m$ = 1; 2; 3; 4,5 и 6 мм, и числом зубьев $z_1$ = 20; 45; 90 и 135 (принятые $m$ и $z_1$ — наиболее применяемые в машиностроении). Зубофрезерование выполняли правыми однозаходными ЧМФ с 14 прямыми стружечными канавками, параллельными оси фрезы, и плоской передней поверхностью зубьев с передними углами $\gamma_{a0}$ = 0; 6; 12 и 18°. Наружный диаметр фрез для всех используемых модулей не изменяли, принимая его равным 109,75 мм. В данном исследовании использовали фрезы со следующими профилями зубьев:

вариант I — профиль зубьев соответствует винтовой поверхности основного эвольвентного червяка (теоретически точный профиль);

вариант II — профиль зубьев выполнен на основе архимедова червяка, который при угле $\gamma_{a0}$ больше нуля аппроксимирован хордами $A_LB_L$ и $A_RB_R$ (см. рис. 1) (наиболее часто применяемый профиль зубьев фрез для чистового зубофрезерования);

вариант III — профиль зубьев соответствует профилю винтовой поверхности основного конволютного червяка (наиболее часто применяемый для чернового зубофрезерования);

вариант IV — профиль зубьев выполнен на основе эвольвентного червяка, который аппроксимирован дугами окружностей [9].

В результате исследований установлено, что влияние числа $z_1$ зубьев колеса на погрешность профиля его зубьев для перечисленных вариантов профилей различно.

Для варианта I увеличение числа зубьев с 20 до 135 приводит к небольшому одинаковому для обеих сторон зубьев колеса уменьшению $f_{fr}$ независимо от $\gamma_{a0}$, причем с увеличением $m$ влияние $z_1$ возрастает: для $m$ = 1 мм при $z_1$ = 20 и 135 имеем соответственно $f_{fr}$ = 0,40 и 0,04 мкм; для $m$ = 3 мм при $z_1$ = 20 и 135 имеем соответственно $f_{fr}$ = 1,05 и 0,10 мкм; для $m$ = 6 мм при $z_1$ = 20 и 135 — $f_{fr}$ = 2,17 и 0,23 мкм.

Для варианта II влияние числа зубьев на погрешность профиля левой и правой сторон зубьев колеса не одинаково. Изменение $z_1$ с 20 до 135

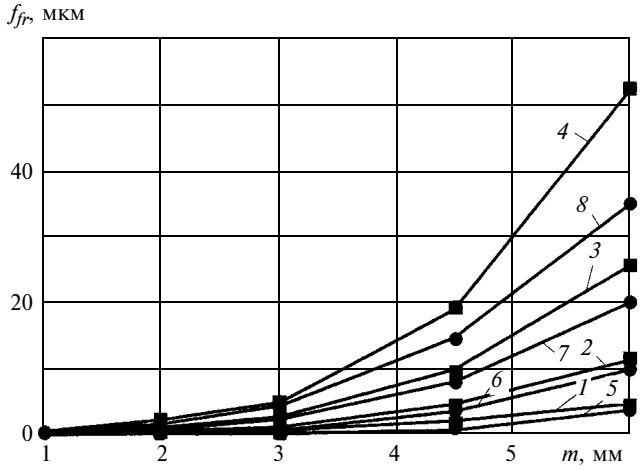



**Рис. 3. Зависимости изменения погрешности $f_{fr}$ профиля зубьев колес от модуля $m$:**
*1—4* — $z_1$ = 20 при $\gamma_{a0}$ = 0; 6; 12 и 18°; *5—8* — $z_1$ = 135 при $\gamma_{a0}$ = 0; 6; 12 и 18°

практически не влияет на погрешность профиля на левой стороне зубьев колес для всего диапазона исследуемых модулей и на правой стороне зубьев колес для $m$ = 1÷3 мм, для $m$ = 3÷6 мм при $z_1$ = 20 величина $f_{fr}$ существенно возрастает по сравнению с зубчатыми колесами с $z_1$ = 45÷135, причем при бóльших значениях $\gamma_{a0}$ и $m$ в большей степени. Так, с уменьшением $z_1$ до 20 для зубчатых колес с $m$ = 4,5 мм при $\gamma_{a0}$ = 6° величина $f_{fr}$ изменяется с 3,32÷3,74 до 4,55 мкм; при $\gamma_{a0}$ = 12° — с 6,86÷8,12 до 9,79 мкм; при $\gamma_{a0}$ = 18° — с 12,47÷14,80 до 19,21 мкм, а для зубчатых колес с $m$ = 6 мм величина $f_{fr}$ при $\gamma_{a0}$ = 6° увеличивается с 8,79÷10,12 до 11,62 мкм; при $\gamma_{a0}$ = 12° — с 17,20÷19,60 до 25,75 мкм; при $\gamma_{a0}$ = 18° — с 29,46÷33,23 до 52,60 мкм (рис. 3).

Для варианта III изменение $z_1$ с 20 до 135 не приводит к изменению $f_{fr}$.

Для варианта IV для зубчатых колес с модулем от 1 до 3 мм погрешности профиля левой и правой сторон зубьев колес одинаковы, практически не зависят от $z_1$ и $\gamma_{a0}$, немного возрастая с увеличением модуля (максимальное $f_{fr}$ = 1,1 мкм при $m$ = 3 мм и $\gamma_{a0}$ = 18°). При изменении модуля с 3 до 6 мм погрешность профиля на правой стороне зубьев колес также практически не зависит от $z_1$, но немного больше, чем на левой стороне, причем эта разница увеличивается с увеличением $m$ и $\gamma_{a0}$. Так, при $\gamma_{a0}$ = 0 величины $f_{fr}$ для левой и правой сторон зубьев колеса одинаковы, при $\gamma_{a0}$ = 6° величины $f_{fr}$ на правой и левой сторонах зубьев колеса составляют не более 1 мкм, при $\gamma_{a0}$ = 12° — не более 2 мкм, при $\gamma_{a0}$ = 12° — не более 3 мкм.

Таким образом, для вариантов I, III и IV влияние числа зубьев колеса на погрешность профиля его зубьев незначительно, так как установленные изменения погрешности профиля существенно меньше допустимого значения $f_{fr}$ для зубчатых колес 7-й и 8-й степеней точности, которые обеспечиваются зубофрезерованием зубчатых колес ЧМФ [8]. Для варианта II для правой стороны зубьев колес величина $f_{fr}$ существенно зависит от $z_1$ и $\gamma_{a0}$.

Для всех вариантов изменение модуля с 1 до 6 мм ведет к увеличению $f_{fr}$, значительно зависящему от варианта профиля зубьев ЧМФ.

Для варианта I изменение модуля с 1 до 6 мм ведет к небольшому одинаковому для обеих сторон зубьев колеса увеличению $f_{fr}$ с 0,13 до 0,84 мкм, не зависящему от $\gamma_{a0}$. При этом $f_{fr}$ значительно меньше допустимых значений для зубчатых колес 6-й степени точности.

Для варианта II влияние модуля на погрешность профиля левой и правой сторон зубьев колеса не одинаково (рис. 4). Для зубчатого колес с $z_1 = 45$ при изменении $m$ с 1 до 6 мм погрешность профиля на левой стороне зубьев при небольшом влиянии $\gamma_{a0}$ плавно возрастает с 0,13÷3,72 ($\gamma_{a0} = 0$) до 0,29÷3,15 мкм ($\gamma_{a0} = 18°$). На правой стороне зубьев колес погрешность $f_{fr}$ профиля при увеличении модуля с 1 до 6 мм возрастает существенно, причем чем больше $\gamma_{a0}$, тем больше погрешность. Например, для зубчатого колеса с $z_1 = 45$ и $m = 3$ мм при $\gamma_{a0} = 0$ имеем $f_{fr} = 0{,}44$ мкм; при $\gamma_{a0} = 6°$ — $f_{fr} = 1{,}07$ мкм; при $\gamma_{a0} = 12°$ — $f_{fr} = 2{,}25$ мкм; при $\gamma_{a0} = 18°$ — $f_{fr} = 4{,}15$ мкм; для $m = 6$ мм при $\gamma_{a0} = 0$ — $f_{fr} = 3{,}72$ мкм; при $\gamma_{a0} = 6°$ — $f_{fr} = 8{,}79$ мкм; при $\gamma_{a0} = 12°$ — $f_{fr} = 17{,}20$ мкм; при $\gamma_{a0} = 18°$ — $f_{fr} = 29{,}46$ мкм.

На рис. 4 приведены зависимости изменения погрешности $f_{fr}$ профиля зубьев колес с $z_1 = 45$ от модуля $m$, соответствующие допускам на погрешность профиля зубьев для зубчатых колес 6-й, 7-й и 8-й степеней точности.

Для варианта III увеличение $m$ с 1 до 6 мм ведет к одинаковому для обеих сторон зубьев колеса возрастанию $f_{fr}$ с 0,12 до 7,86 мкм, не зависящему от $\gamma_{a0}$.

Для варианта IV при изменении $m$ с 1 до 3 мм $f_{fr}$ незначительно возрастает для обеих сторон зубьев колеса и не зависит от угла $\gamma_{a0}$. При этом значения $f_{fr}$ остаются значительно меньше допустимых для зубчатых колес 6-й степени точности. При увеличении $m$ с 3 до 6 мм его влияние на погрешность $f_{fr}$ профиля левой и правой сторон зубьев колеса неодинаково: для левой стороны зубьев $f_{fr}$ практически не зависит от угла $\gamma_{a0}$ и незначительно возрастает с 0,48 (при $m = 3$ мм) до 1,36 мкм (при $m = 6$ мм), для правой стороны зубьев $f_{fr}$ возрастает, особенно с увеличением $\gamma_{a0}$. Так, для $m = 3$ мм имеем $f_{fr} = 0{,}46$ мкм при $\gamma_{a0} = 0$; $f_{fr} = 0{,}38$ мкм при $\gamma_{a0} = 6°$; $f_{fr} = 0{,}40$ мкм при $\gamma_{a0} = 12°$; $f_{fr} = 0{,}51$ мкм при $\gamma_{a0} = 18°$; для $m = 6$ мм имеем $f_{fr} = 0{,}82$ мкм при $\gamma_{a0} = 0$; $f_{fr} = 1{,}37$ мкм при $\gamma_{a0} = 6°$; $f_{fr} = 2{,}35$ мкм при $\gamma_{a0} = 12°$; $f_{fr} = 3{,}77$ мкм при $\gamma_{a0} = 18°$.

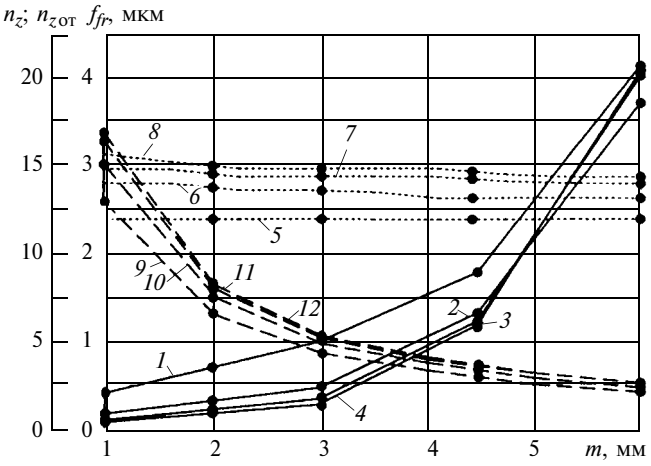



**Рис. 4. Зависимости изменения погрешности $f_{fr}$ профиля зубьев колес с $z_1 = 45$ от модуля $m$:**

*1—4* и *7—10* — соответственно для левой и правой сторон профиля зубьев колес, обработанных ЧМФ с профилями зубьев по варианту II при $\gamma_{a0} = 0$ (*1, 7*); 6 (*2, 8*); 12 (*3, 9*) и 18° (*4, 10*); *5, 6*, и *11, 12* — соответственно для левой и правой сторон профиля зубьев колес, обработанных по варианту I при $\gamma_{a0} = 0$ (*5, 11*) и 18° (*6, 12*)

Для варианта II на правой стороне зубьев колес с увеличением $m$ наблюдается не прямо пропорциональное увеличение $f_{fr}$, что не позволяет рассматривать модуль как масштабный фактор. Кроме того, в этом случае проявляется влияние числа зубьев колес на погрешность профиля. Для изучения этого факта провели третий этап исследований.

Известно, что величина $f_{fr}$ в основном определяется гранностью поверхности зубьев колес, которая зависит от относительного числа $n_{z\text{от}}$ профилирующих срезов, совершаемых зубьями фрезы при обработке каждой впадины зубьев колес и приходящихся на 1 мм высоты их зубьев, и угла $\varepsilon_{z1}$ поворота заготовки зубчатого колеса при повороте фрезы на один угловой шаг зубьев [10]. С уменьшением $n_{z\text{от}}$ и увеличением $\varepsilon_{z1}$ гранность поверхности зубьев колес увеличивается. Зависимость угла $\varepsilon_{z1}$ поворота заготовки зубчатого колеса, соответствующего углу поворота фрезы на один угловой шаг зубьев [10], от числа $z_1$ приведена на рис. 5. С уменьшением $z_1$ значительно увеличивается угол $\varepsilon_{z1}$.

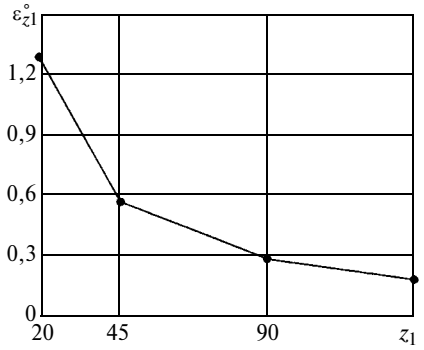



**Рис. 5. Зависимости изменения угла $\varepsilon_{z1}$ поворота заготовки зубчатого колеса при повороте фрезы на один угловой шаг зубьев от числа $z_1$**

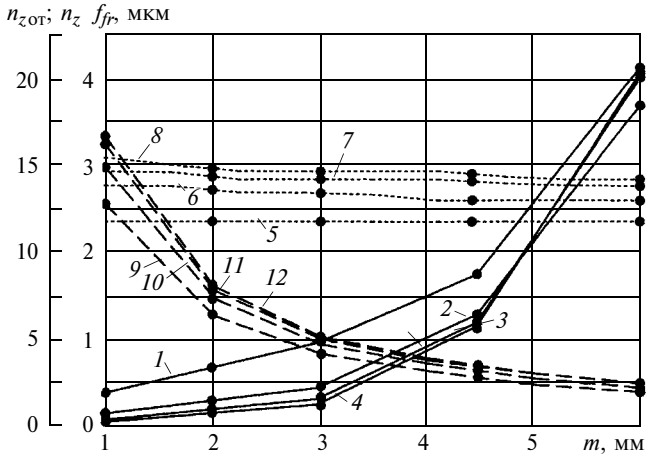



**Рис. 6. Зависимости изменения погрешности $f_{fr}$, числа профилирующих срезов $n_z$ ($n_{z\text{от}}$) от модуля $m$:**
*1—4* — $f_{fr}$ для обеих сторон профиля зубьев колес с числом $z_1$ = 20; 45; 90 и 135, обработанных ЧМФ с профилями зубьев по варианту II при $\gamma_{a0}$ = 0; *5—8* и *9—12* — соответственно $n_z$ и $n_{z\text{от}}$ для зубчатых колес с $z_1$ = 20 (*5*, *9*); 45 (*6*, *10*); 90 (*7*, *11*) и 135 (*8*, *12*)

Число $n_z$ профилирующих срезов определяли методом ИКМ при обработке зубьев колес с $m$ = 1; 2; 3; 4,5 и 6 мм и $z_1$ = 20; 45; 90 и 135 фрезами с профилем зубьев по варианту II. Полученные результаты (рис. 6) показали, что $n_z$ практически не зависят от $m$ и немного увеличиваются с увеличением $z_1$ (что соответствует теории профилирования зубчатых колес ЧМФ [10]). Величина $n_{z\text{от}}$, равная отношению $n_z$ к высоте $h_1 = 2{,}25m$ зуба колеса, т. е. $n_{z\text{от}} = n_z/(2{,}25m)$, с увеличением $m$ от 1 до 6 мм существенно уменьшается, причем, чем меньше $z_1$, тем меньше $n_{z\text{от}}$.

Таким образом, по результатам третьего этапа исследований сделаны выводы о том, что наблюдаемое не прямо пропорциональное увеличение $f_{fr}$ при увеличении $m$ объясняется существенным уменьшением $n_{z\text{от}}$, а влияние числа зубьев колес $f_{fr}$ объясняется одновременным влиянием $n_{z\text{от}}$ и $\varepsilon_{z1}$.

Для практического применения результатов исследований получены уравнения регрессии для каждого из рассмотренных четырех вариантов профилирования зубьев ЧМФ, позволяющие по известным значениям передних углов, модуля и числа зубьев колес определить прогнозируемую погрешность профиля их зубьев.

Для зубчатых колес с $m$ от 1 до 6 мм получены следующие выводы:

1. Для ЧМФ с положительными передними углами по отклонению фактического профиля режущих кромок зубьев от теоретически точного профиля (отклонение угла и прогиба профиля зубьев фрезы) нельзя точно определить погрешность профиля зубьев зубчатых колес.

2. Влияние числа зубьев колес ($z_1$ от 20 до 135) для вариантов I, III и IV профилирования зубьев ЧМФ можно считать незначительным.

3. Для варианта II профилирования зубьев ЧМФ с положительными передними углами имеет место существенная зависимость погрешности профиля зубьев колес от $z_1$ и $\gamma_{a0}$, которую необходимо учитывать при определении погрешности профиля зубьев колес. Влияние $z_1$ на погрешность $f_{fr}$ объясняется одновременным влиянием числа профилирующих срезов, приходящихся на 1 мм высоты зубьев, и угла поворота заготовки зубчатого колеса, соответствующего углу поворота фрезы на один угловой шаг зубьев.

4. Увеличение переднего угла с 0 до 18° для вариантов I и III практически не изменяет погрешность профиля зубьев колес, а для варианта IV немного увеличивает погрешность $f_{fr}$.

5. Наблюдаемое для варианта II не прямо пропорциональное увеличение $f_{fr}$ при увеличении модуля объясняется не прямо пропорциональным увеличением гранности профиля зубьев колес.

6. Для использования ЧМФ с оптимальными передними углами 10÷45° [3] с целью уменьшения погрешности профиля зубьев колес рекомендуется вариант IV вместо наиболее применяемого при зубофрезеровании варианта II.

Заметим, что погрешности профилей зубьев колес получены путем моделирования зубофрезерования без учета динамики процесса. Фактическую точность профиля можно получить алгебраическим сложением параметров станочной точности, полученной при обработке зубчатого колеса фрезой с передними углами, равными нулю, и алгебраической разностью смоделированных погрешностей профиля зубьев колес, полученных методом ИКМ, при заданных положительных передних углах фрезы и передних углах, равных нулю. Полученная сумма не должна превышать допустимое значение $f_{fr}$ для зубчатых колес требуемой степени точности.

УДК 62.233.137

В. А. РОГОВ, д-р техн. наук, А. С. КОШЕЛЕНКО, канд. техн. наук
(Российский университет дружбы народов), e-mail: vladimir-rogov@yandex.ru

# Современные методы обработки шеек коленчатых валов

Представлен анализ различных способов обработки коленчатых валов, схемы расположения инструмента и заготовки, возможности различного оборудования, сравниваемого по точности и экономичности обработки.

**Ключевые слова:** коленчатый вал, схема обработки, токарное точение, ротационное фрезерование, токарное протягивание.

The paper comprises an analysis of different ways of the crankshafts processing, and also the layout tool and blank and the performance capabilities of different equipment being compared in terms of accuracy and processing efficiency.

**Keywords:** crankshaft, processing scheme, turning, rotary milling, turning broaching.

Коленчатый вал (КВ) во многом определяет ресурс и эффективность двигателя. Коленчатые валы в основном изготовляют из чугуна и стали, в качестве заготовки используют отливки или поковки. Как минимум КВ может иметь одну шатунную и две коренные шейки. В автомобильной и тракторной технике используют, как правило, КВ с четырьмя, шестью и восемью шатунными шейками. Шероховатость поверхностей КВ должна соответствовать $Ra = 0{,}6 \div 0{,}8$ мкм, допуск на отклонение формы (некруглость) должен находиться в пределах $0{,}006 \div 0{,}015$ мм. В центральной части шеек КВ имеются маслоподводящие отверстия, которые являются концентраторами напряжений. При эксплуатации именно в этих зонах сосредоточиваются усталостные повреждения и наблюдается изнашивание.

Зона обработки шеек коленчатых валов (ШКВ) ограничена ввиду имеющихся выступающих противовесов. Поэтому при обработке используют режущий инструмент с радиальной подачей.

В таблице приведены наиболее распространенные схемы обработки ШКВ. Каждую из приведенных схем в зависимости от отношения угловой скорости детали к скорости инструмента можно отнести как к круговому фрезерованию, так и к точению или спиральному протягиванию.

В первой половине прошлого века при черновой механической обработке ШКВ использовали ***токарное точение*** призматическими резцами.

При обтачивании ШКВ скорость резания определяется скоростью вращения заготовки. При обтачивании коренных шеек длинных КВ их, как правило, устанавливают в центрах с опорой по средней коренной шейке. Для этого среднюю коренную шейку предварительно обрабатывают на токарном и шлифовальном станках. Для токарной обработки применяют специализированные многорезцовые станки с двусторонним приводом. Заготовки устанавливаются в центрах. Крутящий момент коленчатому валу передается поводковыми патронами, установленными на передней и задней бабках (рис. 1). Станки позволяют обтачивать шейку с точностью до $0{,}2 \div 0{,}3$ мм при $Rz = 40$. Биение шеек вала составляет $0{,}3 \div 0{,}5$ мм.

Используя среднюю коренную шейку как дополнительную опору, в последующих операциях обтачивают остальные коренные шейки, фланец и передний ступенчатый конец. Одновременно подрезают торцы щек, фланца и обтачивают галтели. Для этого используют токарные многорез-

*(Окончание статьи. Начало см. на стр. 47)*

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Иноземцев Г. Г.** Червячные фрезы с рациональными геометрическими и конструктивными параметрами. Саратов: Изд-во Саратовского ун-та, 1961. 224 с.

2. **Полохин О. В.** Нарезание зубчатых профилей инструментами червячного типа. М.: Машиностроение, 2007. 240 с.

3. **Демидов В. В., Демидова Е. В.** Пути повышения эффективности зубофрезерования червячно-модульными фрезами // Металлообработка, 2010. № 5. С. 15—17.

4. **Демидов В. В., Демидова Е. В.** Имитационная модель процесса зубофрезерования цилиндрических колес и корригированных долбяков червячно-модульными фрезами // Технология машиностроения, 2010. № 7. С. 53—57.

5. **Свидетельство № 2008612202** Рос. Федерации о государственной регистрации программы на ЭВМ: Подпрограмма для моделирования процесса зубофрезерования червячной фрезой в рабочей среде пакета Unigraphics NX4.0.

6. **Свидетельство № 2008612765** Рос. Федерации о государственной регистрации программы на ЭВМ: Программа для определения аппроксимирующей эвольвенты профиля зуба долбяков с наклонной осью вращения.

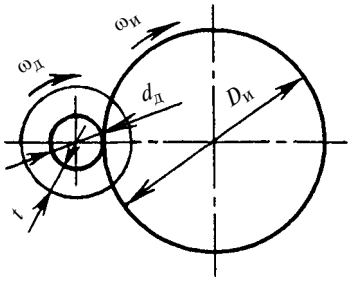
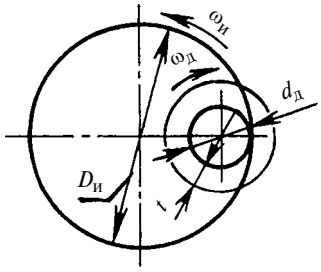
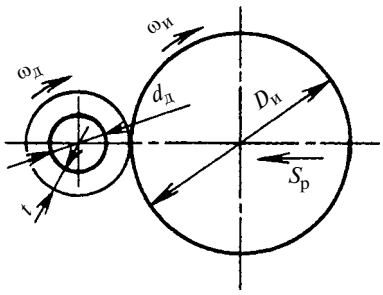
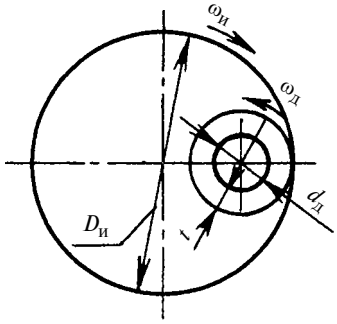
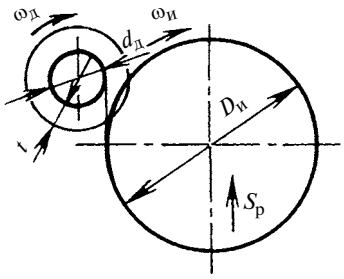
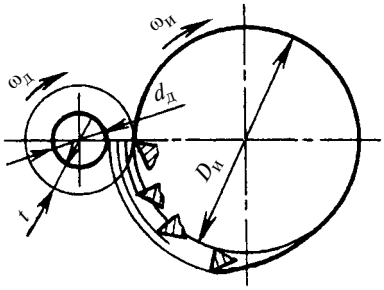
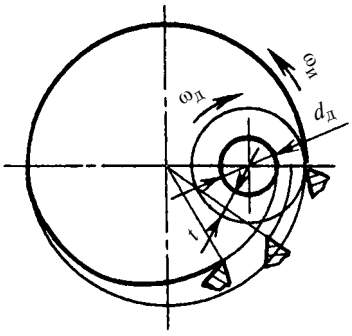
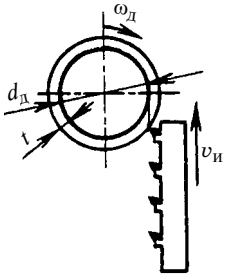
7. **Свидетельство № 2009612025** Рос. Федерации о государственной регистрации программы на ЭВМ: Программа для определения погрешности профиля зуба колеса, полученного при моделировании процесса его зубофрезерования червячно-модульной фрезой.

8. **ГОСТ 1643—81.** Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. М.: Изд-во стандартов, 1989. 68 с.

9. **Пат. № 2396152** Рос. Федерация: МПК[7] B23F 21/16. Червячная фреза для нарезания зубчатых деталей.

10. **Металлорежущие** инструменты / Г. Н. Сахаров, О. Б. Арбузов, Ю. Л. Боровой и др. М.: Машиностроение, 1989. 328 с.

**Кинематические схемы фрезерования (точения) шеек коленчатых валов**

| Подача детали (инструмента) | Наружная обработка | Охватывающая обработка |
|---|---|---|
| Круговая — инструмент цилиндрический |   |   |
| Круговая и радиальная — инструмент цилиндрический, перемещается перпендикулярно к оси вращения обрабатываемой детали |   |   |
| Круговая и тангенциальная — инструмент цилиндрический, перемещается тангенциально к поверхности обработки |   | — |
| Круговая — инструмент спиральный |   |   |
| Круговая и радиальная — инструмент — плоская протяжка, перемещается нагненциально |   | — |

цовые полуавтоматы с центральным приводом, на которых заготовки устанавливают в центрах, а среднюю коренную шейку — в люнете. Поводком является щека средней шейки. На этой операции также обтачивают остальные коренные шейки (кроме средней), ступенчатый конец вала, фланец, а также подрезают торцы щек и галтели. Суммарная ширина режущих кромок одновременно работающих резцов для шестицилиндровых коленчатых валов может составлять до 440 мм, для восьмицилиндровых — до 490 мм.

Поскольку скорость резания невелика, то в основном используют для этого пластины из быстрорежущей стали. Твердосплавные инструменты применяют для обтачивания коленчатых валов из чугуна с шаровидным графитом и для обработки длинных шеек.

В начале 60-х годов прошлого столетия для обработки ШКВ использовали ***круговое фрезерование (ротационное)***, которое позволяло значительно снизить остаточные напряжения. Данная обработка характеризуется небольшой частотой вращения заготовки, высокой частотой вращения инструмента и большим съемом металла в единицу времени. Заготовка вращается с частотой вращения, равной частоте круговой подачи.

Условия резания при ротационном фрезеровании более благоприятные, чем при точении. На этих станках для обработки коренных и шатунных шеек и плоскостей прилегающих щек применяют фрезы больших диаметров (450÷1100 мм) с вставными твердосплавными призматическими или круглыми ножами, которые располагаются во фрезах тангенциально. Резание осуществляется на скорости 100÷150 м/мин.

При фрезеровании шеек скорость резания не зависит от конфигурации и размеров обрабатываемой детали, а главное — от ее уравновешенности. При точении частота вращения вала ограничивается неуравновешенными мас-

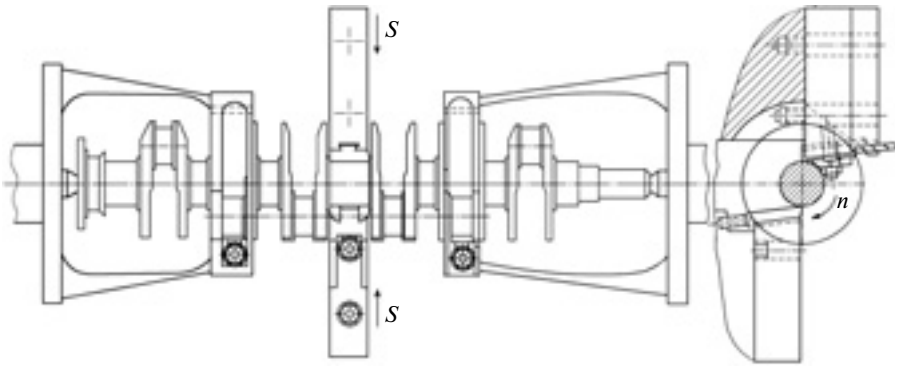



**Рис. 1. Схема протачивания средней коренной шейки и подрезание ее щек на токарном полуавтомате с двусторонним приводом**

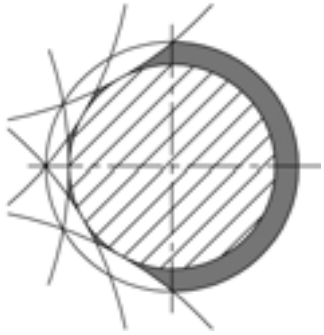


**Рис. 2. Схема формирования поверхности при круговом наружном фрезеровании шеек КВ**

сами. Существенным недостатком такого способа является высокая стоимость инструмента и расходы на его эксплуатацию, время, затрачиваемое на заточку (для фрез со вставными ножами с напаянными пластинами).

При фрезеровании вследствие прерывистости контакта лезвия инструмента с обрабатываемой поверхностью образуется огибающая кривая в виде многоугольника с большим числом граней (рис. 2). Сначала осуществляется подача инструмента на врезание до тех пор, пока глубина обработки не будет соответствовать требуемому диаметру шейки. Затем КВ приводят во вращение, что позволяет за время одного поворота вала полностью обработать одну или несколько шеек. Каждая фреза снабжена сменными твердосплавными пластинками с механическим креплением и может использоваться только для фрезерования шейки определенного профиля. Станки для круглого наружного фрезерования могут работать с одним или одновременно с несколькими инструментами.

На рис. 3 приведены две схемы обработки шатунных шеек, отличающиеся врезанием фрезерной головки. На схеме I (станки фирмы Heller, Германия) показано врезание в проем между щеками на величину *l* до достижения заданного диаметра *d* шейки (см. рис. 3, *а*, поз. 1). Далее выполняется снятие припуска при круговой подаче (поз. 2, 3). На схеме II (станки фирмы GFM, Австрия) врезание происходит непосредственно в шейку (см. рис. 3, *б*, поз. 1), а остальная ее часть и проем между щеками обрабатываются при круговой подаче (поз. 2, 3). В этом случае путем уменьшения длины врезания повышается производительность обработки. По схеме I обрабатывают валы двенадцатицилиндровых двигателей одновременно двумя фрезами от самостоятельных приводов последовательной обработки в сочетании первая—шестая, вторая—пятая и третья—четвертая шейки. Шейки и щеки валов шести- и восьмицилиндровых двигателей обрабатывают по схеме II.

***Вихревая обработка (внутреннее круговое фрезерование)*** КВ разработана в 1970 г. фирмой Boehringer. Данный метод относится к обработке резанием вращающимся многолезвийным инструментом, который представляет собой кольцевую фрезу и охватывает изделие.

Инструмент закрепляют на станке по наружному диаметру. Его режущие кромки направлены в радиальном направлении внутрь и обеспечивают прерывистое резание (рис. 4).

Для съема и установки детали кинематическая схема станка

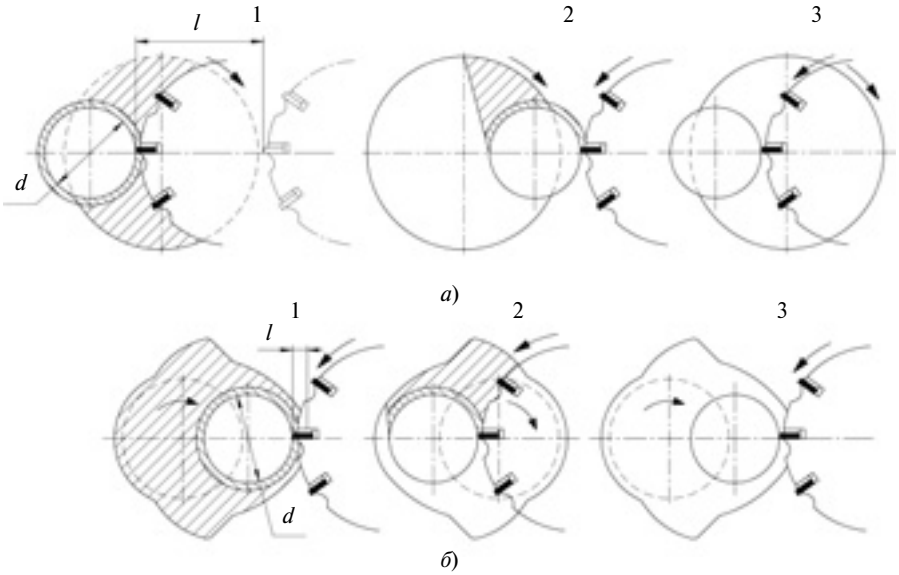



**Рис. 3. Схемы обработки на круглофрезерных станках шатунных шеек КВ двигателей:**
*а* — двенадцатицилиндровых; *б* — шести- и восьмицилиндровых; *1* — врезание фрезы; *2* — фрезерование шейки и поверхности щек; *3* — окончание обработки

**Рис. 4. Схема формирования поверхности при внутреннем круговом фрезеровании шеек КВ**

должна обеспечивать быстрое перемещение инструмента вдоль оси детали для освобождения рабочей зоны. После установки детали фрезерная головка возвращается в исходное положение и начинает обработку с круговой подачей.

В качестве инструментального материала используют поворотные режущие пластины из твердых сплавов с механическим креплением, которые можно переустанавливать несколько раз.

Скорость резания при круговом внутреннем фрезеровании определяется вращением хорошо сбалансированного корпуса инструмента. Сначала путем передачи инструмента на врезание выполняется обработка до требуемой глубины, после чего осуществляется окончательное фрезерование обрабатываемой шейки при круговой подаче за один оборот. Круговую подачу можно осуществлять путем вращения КВ. Однако кольцеобразная форма инструмента, обеспечивающая охват изделия, позволяет также перемещать ось вращения инструмента вокруг обрабатываемой шейки, реализуя таким образом круговую подачу (планетарное движение).

При круговом внутреннем фрезеровании, несмотря на более высокие подачи, стойкость одной режущей кромки вдвое больше, чем при круговом наружном фрезеровании, что и объясняет высокую динамику схемы вихревого фрезерования.

На рис. 5 приведена последовательность обработки шейки при неподвижном КВ:

позиция 1 — центры инструмента и основной ШКВ находятся в одной точке (с этого положения начинается обработка);

позиция 2 — фрезерование при врезной подаче в относительном круговом положении, угол между ШКВ и фрезой равен нулю. Шпиндельная бабка перемещается по самому короткому пути в шейку при одновременном резании поверхности щеки. Начинается обработка врезной подачей, которая переходит в круговую подачу (ротационное фрезерование) при достижении требуемого радиуса обрабатываемой шейки;

позиция 3 — фрезой пройдена часть пути и выполнена обработка 1/4 цилиндрического участка шейки (90°) (перемещение центра фрезы показано стрелкой);

позиции 4, 5 и 6 — положения режущего инструмента, совершающего планетарное движение

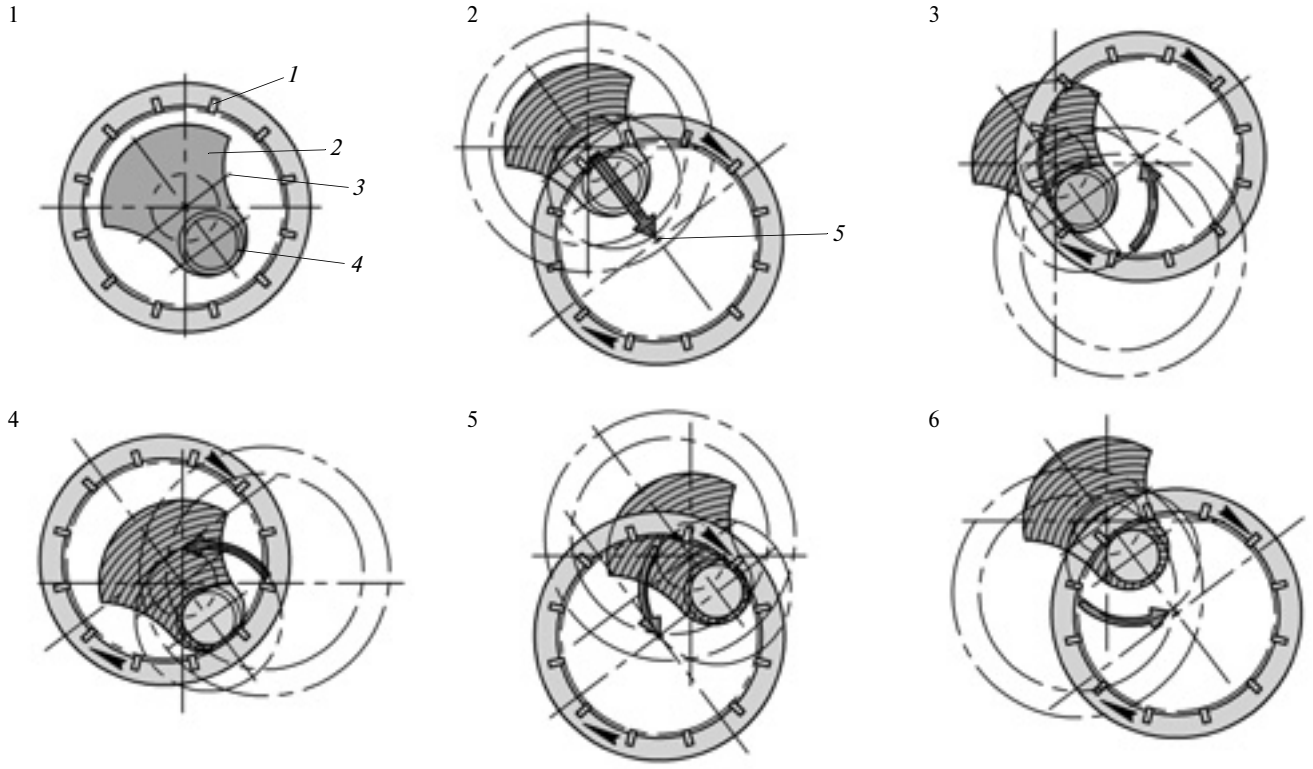



**Рис. 5. Последовательность обработки шейки при неподвижном КВ:**
*1* — инструмент; *2* — коленчатый вал; *3* — центр КВ; *4* — обработанная поверхность; *5* — центр инструмента

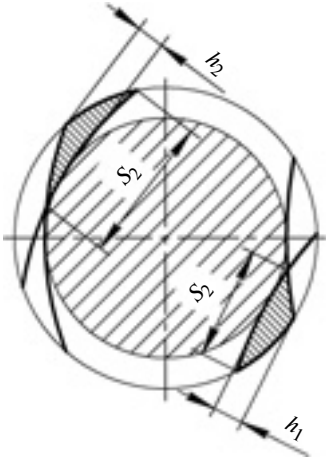



**Рис. 6. Схема сечения срезаемого слоя при круговом наружном (индекс 1) и круговом внутреннем (индекс 2) фрезеровании** ($h_1$:$h_2$ = 1:0,85; $S_1$:$S_2$ = 1:1,3)

вокруг неподвижно закрепленного КВ, соответствуют 180, 270 и 360° от начала круговой подачи в конце позиции 2.

При круговом наружном фрезеровании окружность фрезеруемой шейки в процессе круговой подачи обкатывается по наружному диаметру инструмента.

Иначе происходит при круговом внутреннем фрезеровании (рис. 6): шейка при круговой подаче обкатывается по внутреннему диаметру инструмента, что обеспечивает лучший контакт между шейкой и инструментом и, следовательно, увеличивается путь $S$ резания, что повышает плавность работы инструмента, особенно при прерывистом резании. В результате увеличения пути резания и уменьшения максимальной глубины резания при одинаковой круговой подаче на каждую режущую кромку при круговом внутреннем фрезеровании средняя толщина стружки уменьшается, нагрузка на режущие кромки снижается. Можно выполнять обработку на больших подачах.

***Обточка протяжкой*** — высокопроизводительный метод, применяемый в крупносерийном и массовом производстве, позволяет получать профили круглого сечения, обеспечивает сокращение технологического времени, при этом качество обработанной поверхности сравнимо с результатом шлифования.

При обточке протяжкой движение резания складывается из вращательного и поступательного движений — деталь вращается, при этом осуществляется протяжка с прямолинейной подачей, которая, как правило, перпендикулярна к оси вращения детали. Схема входа перемещения инструмента тангенциально обрабатываемой поверхности в процессе резания за полтора оборота детали показана на рис. 7. Режущая кромка движется при вращающейся детали со скоростью $v_f$ подачи по заданной траектории. Съем материала начинается в точке $E$. Если инструмент остановить в верхней точке $C$ (минимальное расстояние от оси обрабатываемой шейки), то получим цилиндрическую деталь. Но при этом осуществляется непрерывная подача инструмента, что и обусловливает отклонение от заданной формы. Точность формы определяется частотой $n$ вращения детали и скоростью $v_f$ подачи во время оборотов детали, при которых инструмент выходит из зацепления.

Преимущество такой обработки заключается в том, что отдельные режущие зубья протяжки всегда мягко входят в зацепление и выходят из него. Каждый раз инструмент, входя в зацепление, снимает стружку определенной толщины. За первую половину оборота детали толщина стружки увеличивается, затем некоторое время остается почти постоянной, и далее постепенно уменьшается до нуля, при этом и инструмент, и заготовка испытывают минимальные термические и механические переменные нагрузки, что увеличивает срок службы инструмента и стабильность процесса обработки (рис. 8).

***Обточка протяжкой*** — совместно с применением современных материалов сокращает технологическое время по сравнению с токарной обработкой и круговым фрезерованием. Используя в качестве режущего материала керамику, можно получить поверхность, которая по качеству будет соответствовать шлифованной по-

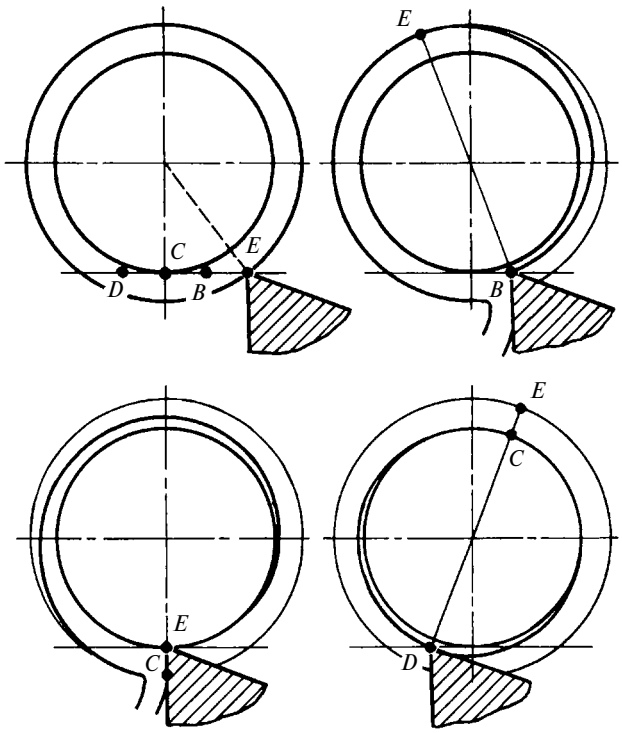



**Рис. 7. Съем материала при выходе инструмента из зацепления за последние полтора оборота детали**

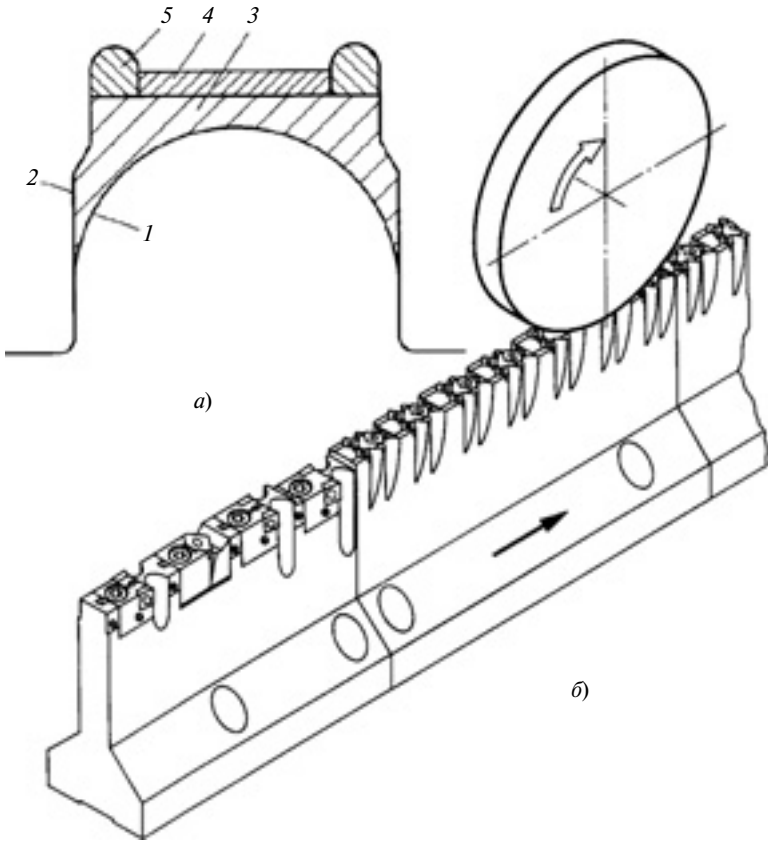



**Рис. 8. Конструкция (*а*) и размещение режущих элементов на плоской протяжке (*б*):** *1* — контур заготовки; *2* — окончательный контур; *3—5* — режущие элементы соответственно для обработки заплечиков, вала, выточки

верхности. Кроме того, при данном способе обработки снижаются термические и механические переменные нагрузки на деталь и инструмент, стойкость и гарантированный ресурс которого являются основными факторами автоматизированного производства.

Некоторое время обточка или фрезерование коренных и шатунных шеек КВ считались экономичными способами предварительной обработки. Фрезерование КВ с обработкой щек широко используется до сих пор. Перед чистовым шлифованием, как правило, выполняли такие операции, как подгонка ширины и диаметра шеек, дополнительная выточка канавок на шейках. Разработанный фирмой Heller токарно-протяжный способ позволил черновые и чистовые операции выполнять на одном высокопроизводительном станке.

***Токарное протягивание*** соединяет в себе элементы, характерные для токарной обработки и протягивания, сохраняя преимущества традиционных способов обработки. При токарном протягивании частота вращения детали высокая, а тангенциальная подача протяжки относительно скорости резания медленная, что обеспечивает очень короткий единичный контакт режущей пластины с деталью. Поэтому нагревание детали и инструмента при токарном протягивании минимально. Инструмент для токарного протягивания показан на рис. 9.

Число и расположение режущих пластин устанавливают таким образом, чтобы обеспечить минимальные нагрузки на деталь и равномерное изнашивание режущих пластин. Сегменты для чистовой обработки оснащены специальными кассетами, позволяющими осуществлять тонкую настройку режущих пластин. Инструмент состоит из двух частей: инструментального барабана и сменных сегментов с режущими пластинами. Число сегментов зависит от снимаемого припуска, высоты заплечиков, необходимости обработки торцов щек и противовесов. Для обработки одной шейки применяют, как правило, два—пять сегментов. Режущие пластины на сегменте располагаются по спирали. Припуск на обработку определяется конструкцией инструмента, специальной подачи не требуется. Точная настройка инструментального блока выполняется вне станка с помощью специального устройства. Сегменты для чистовой обработки пяти коренных шеек, показанные на рис. 9, смещены относительно друг друга так, что в работе находится только одна или две режущие пластины, что уменьшает усилия резания.

В большинстве случаев предпочтительным для обработки шатунных шеек является круговое внутреннее фрезерование, поскольку размеры их профиля для каждого КВ, как правило, одинаковы, поэтому отдельные части торцов щек обрабатываются одновременно.

При обработке коренных шеек, особенно, если размеры их профилей различны, а направляющая шейка расположена в середине КВ, предпочтительнее обтачивать КВ с одновременной обработкой их концов.

Круглое внутреннее фрезерование и вихревая обработка обеспечивают высокую стойкость инструмента при высокоскоростной обработке в результате улучшенной передачи усилий, стабильного закрепления инструмента, отсутствия вибраций, возможности обработки неподвижного КВ, т. е. при обработке коренных и шатунных шеек с одинаковыми размерами профилей данный метод экономичнее кругового наружного фрезерования и обточки.

При обработке коренных шеек различных размеров при необходимости в одновременной обработке и концов КВ следует применять обтачивание, особен-

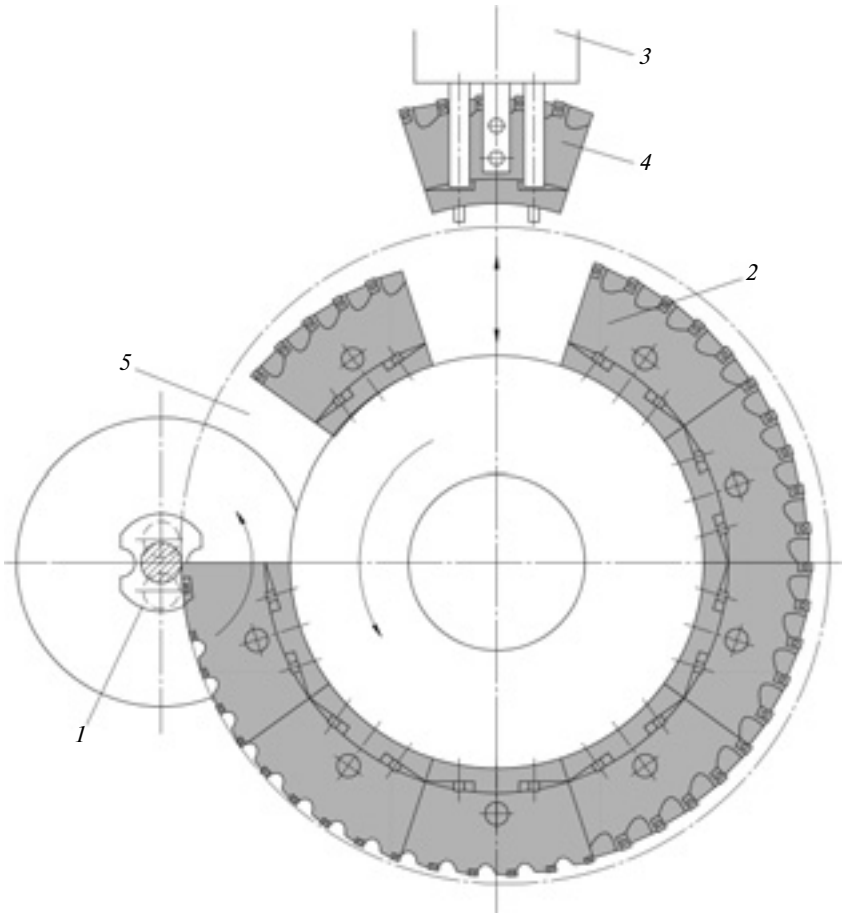



**Рис. 9. Конструкция инструмента (спирального) для токарного протягивания:**
*1* — коренная шейка КВ; *2* — сегмент с режущими пластинами; *3* — устройство для автоматической смены сегмента; *4* — заменяемый сегмент; *5* — пространство для загрузки и выгрузки КВ

но при обработке коротких КВ, если направляющая шейки расположена в середине вала или при незначительной обработке концов щек.

Анализ различных методов обработки шеек коленчатых валов показал следующее.

Наличие значительных сил резания и ударных нагрузок при обработке щек в сочетании с перераспределением внутренних напряжений в материале вала после снятия поверхностного слоя штампованной заготовки при токарной обработке приводило к короблению вала на предварительных операциях его изготовления. Поэтому возникала необходимость правки после обработки, что в свою очередь привело к большим остаточным напряжениям и снижению более чем на 30 % усталостной прочности. Наличие неуравновешенных масс при обработке не позволяло обрабатывать на высоких скоростях. Максимальная частота вращения шпинделя при токарной обработке составляла 45÷50 мин$^{-1}$. Скорость резания не превышала 15 м/мин. При этом резание осуществлялось широкими фасонными резцами из быстрорежущей стали, так как использование твердосплавного инструмента было нерационально из-за малых скоростей резания.

Разработка метода круглого фрезерования позволила решить проблему снижения остаточных напряжений, так как по сравнению с точением фрезерование характеризуется сравнительно невысокой нагрузкой на коленчатый вал во время обработки. Это достигается соответствующим расположением режущих кромок. Скорость резания при этом составляет 100÷150 м/мин и не зависит от конфигурации и степени неуравновешенности детали, так как во время обработки за цикл заготовка делает медленный поворот в режиме подачи, а фреза снимает значительный слой металла за единицу времени.

Совершенствование фрезерных станков привело к замене круглофрезерных станков с внешним расположением инструмента на станки с внутренним расположением зуба инструмента. Это позволило, с одной стороны, обеспечить повышение жесткости рабочего органа фрезерной головки, а, следовательно, и более спокойную работу при повышении параметров режима обработки более чем в 2 раза, с другой стороны, уменьшить габаритные размеры станка. Кроме того, данный метод фрезерования позволил не учитывать дисбаланс масс, так как в этом случае заготовка вообще не вращается. Это стало возможным благодаря кольцевой форме фрезерной головки. При этом время вспомогательных операций уменьшилось ввиду повышения стойкости инструмента.

Однако при обработке уже нет возможности получить такую ровную поверхность, как при точении, так как на обработанной поверхности образуется огибающая кривая в виде многоугольника с большим числом граней. То есть чем больше частота вращения фрезы и меньше скорость подачи, тем шероховатость поверхности меньше.

Такой метод обработки, как обточка протягиванием, позволяет значительно сократить технологическое время. Требуемое движение резания складывается из высокой частоты вращения детали и поступательного тангенциального движения подачи инструмента, т. е. для обеспечения более гладкой поверхности шейки деталь тоже вращается. Однако в данном случае форма инструмента позволяет использовать твердосплавные пластины. В результате по-

УДК 621.9

А. О. ЧУПРИКОВ, В. В. ИВАНОВ, д-р техн. наук (Тульский ГУ),
e-mail: artemline@rambler.ru

# Повышение точности токарной обработки тонкостенных деталей

Рассмотрено деформирование тонкостенных деталей при закреплении их в патроне. Указан способ минимизации погрешности формы в поперечном сечении, позволяющий снизить брак выпускаемых деталей.

**Ключевые слова:** тонкостенная деталь, токарная обработка, зажимная оснастка, погрешность формы.

Authors consider the deformation of thin-walled parts while fixing them in the lathe chuck. A way to minimize the error of shape in the cross section, which allows to reduce the rejection of produced parts is shown.

**Keywords:** thin-walled part, turning, clamping equipment, form error.

При токарной обработке тонкостенных корпусных деталей (рис. 1) из закаленной жаропрочной стали часто наблюдаются погрешности формы в поперечном сечении, что влияет на все диаметральные размеры детали, особенно, на резьбу. Эта погрешность увеличивается в результате упругого восстановления при изъятии детали из трехкулачкового токарного патрона после чистовой токарной обработки, что повышает брак до 10 %. Цель данной работы — разработка рекомендаций по уменьшению брака таких деталей после токарной обработки.

Для зажима детали использовали стандартный трехкулачковый патрон со специальными секторами. Зажим тонкостенной детали кулачками патрона осуществляется за наружный поясок (технологическая база) диаметром 111 мм и длиной 11 мм. Технологическая база *1* (рис. 2, *а*) предварительно обтачивается на токарном станке. В ряде случаев она имеет погрешность формы в поперечном сечении в виде огранки трехгранной формы. При закреплении детали эта погрешность добавляется к внутреннему диаметру *2* (рис. 2, *б*), что приводит к образованию ее конусности с углом $\delta$.

После цикла обработки на станке с ЧПУ корпусной детали, закрепленной в патроне, погрешности формы в поперечном сечении практически отсутствуют как на расточенных внутренних диаметрах, так и в нарезанной резьбе. После раскрепления деталь восстанавливается до первоначального состояния. В результате упругой деформации изменяется расточенный внутренний диаметр и искажаются последние витки резьбы, которые располагаются непосредственно под технологической базой: наблюдаются локальные выходы фактического диаметрального размера за пределы поля допуска. При этом величина огранки в поперечном сечении достигает 0,1 мм. При такой погрешности резьба, измеренная резьбовым калибром, оценивается как непригодная.

На рис. 3 показано изменение диаметральных размеров, приводящее к появлению конусности $\delta_1$

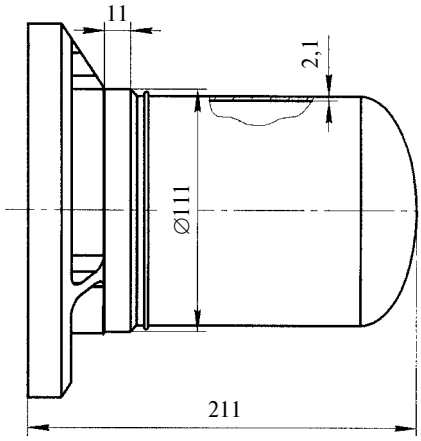



**Рис. 1. Тонкостенная корпусная деталь**

*(Окончание статьи. Начало см. на стр. 53)*

вышения жесткости шпинделя и конструкции станка, а также точности заготовок стало возможным проводить обработку на более высоких скоростях резания.

Преимущество кинематики протягивания заключается в том, что режущие зубья протяжки мягко входят в зацепление и мягко выходят из него. Инструмент и материал подвергаются минимальным термической и механической переменной нагрузкам, что обеспечивает увеличение ресурса протяжки.

Впоследствии был разработан метод токарного протягивания, в котором удалось соединить движения, характерные для токарной обработки и протягивания. Здесь обработка осуществляется в результате вращения детали с высокой скоростью при относительно медленной тангенциальной подаче инструмента, который подобен протяжке, но его режущие кромки расположены не прямолинейно, а по спирали.

Кроме высокой производительности данный метод обеспечивает возможность быстрой переналадки станка на обработку детали другого типоразмера, для чего необходимо лишь изменить программу ЧПУ, что очень важно для современного производства, когда необходим частый переход на производство других деталей.

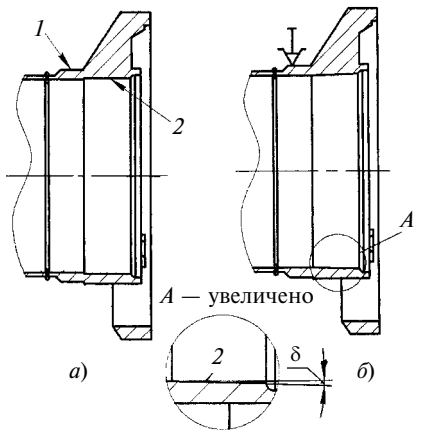



**Рис. 2. Тонкостенная деталь в патроне в свободном (*а*) и закрепленном (*б*) состояниях**

при закреплении детали. Для уменьшения брака, неизбежно возникающего при обработке такой детали при достаточно жестких допусках на диаметральные размеры различных конструктивных ее элементов, была пересмотрена существующая технология изготовления. Особое внимание было уделено применяемой зажимной оснастке. Так, при ее подготовке на станке кулачки патрона растачивали до диаметра, величина которого соответствовала середине поля допуска, равного 0,07 мм, на диаметр технологического пояска *1* (см. рис. 2, *а*). Кроме того, кулачки патрона должны иметь максимальный угол охвата, что позволяет уменьшить величину возникающей огранки.

При черновой обработке сила резания, особенно при износе резца, может достигать значений, приводящих к дополнительному увеличению погрешности формы. Поэтому черновую и чистовую обработку целесообразно осуществлять не за один установ детали, а как две самостоятельные операции с интервалом времени между ними не менее 20÷24 ч, за которое должно произойти максимальное упругое восстановление размеров детали. Кроме того, используются конструктивные особенности корпусной детали: три перемычки на кольце через 120°, у одной из которых нанесена маркировка. При закреплении на операции черновой обработки деталь ориентируют этой перемычкой относительно кулачка с нулевой отметкой. На чистовой операции деталь ориентируют по следующей перемычке относительно оси вращения, т. е. поворачивают на 120° по отношению к ориентации на черновой операции. Четкое соблюдение ориентации детали при закреплении на операциях черновой и чистовой обработки позволяет свести до минимума величину огранки. В сочетании с соблюдением рекомендуемого временного интервала между черновой и чистовой обработками это позволяет уменьшить брак при производстве данной детали до 1 %.

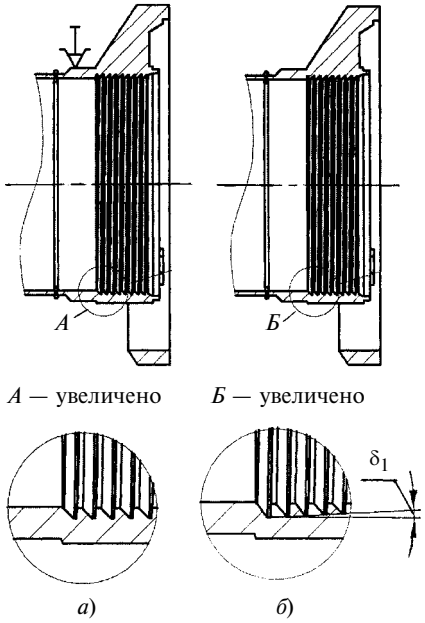



**Рис. 3. Тонкостенная деталь с резьбой в закрепленном (*а*) и свободном (после раскрепления) (*б*) состояниях**

---

УДК 621.941-531.3

Ю. Н. САНКИН, д-р техн. наук, В. И. ЖИГАНОВ, Н. Ю. САНКИН, кандидаты технических наук (Ульяновский ГТУ), e-mail: deinz@mail.ru

# Динамическая модель относительного смещения резца и заготовки в токарных станках

Предложена динамическая модель относительного перемещения вершины резца и заготовки, представленная суммой колебательных звеньев. Получена уточненная формула для определения критической ширины резания.

**Ключевые слова:** токарный станок, модель, передаточная функция, передаточная матрица, колебания, амплитудно-фазовая частотная характеристика.

In the paper a dynamic model of the relative movement of cutter top and workpiece, described as the sum of vibrating units, is proposed. A more precise formula for determining the critical width of cut has been obtained.

**Keywords:** lathe, model, transfer function, transfer matrix, vibrations, amplitude-frequency and amplitude-phase characteristics.

Для динамической оценки токарных станков используют модель относительного смещения резца и заготовки, которая определяется расположением узлов станка и свойствами обрабатываемой детали. Для построения динамической модели токарного станка в работе [1] предложено использовать амплитудно-фазовые частотные характеристики (АФЧХ) станков, полученные методом малого параметра, пропорционального силам трения, учитывающего особенности рассеяния энергии (которое не обязательно мало) в каждом элементе конструкции. Динамическая модель рассматривается как сумма колебательных звеньев, число которых равно числу петель на АФЧХ. Коэффициенты ко-

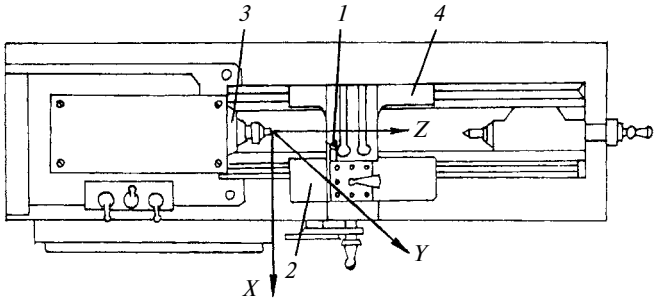



**Рис. 1. Схема координатных осей токарного станка:**
*1* — вершина резца; *2* — корпус суппорта; *3* — торец шпинделя; *4* — направляющая каретки

лебательных звеньев определяются с помощью экстремальных точек АФЧХ перемещения [1], скорости или ускорения [2] элементов станка.

В работах [2, 3] рассматриваются достаточно сложное построение АФЧХ и определение внутреннего рассеяния энергии путем анализа колебательных форм модели при малом рассеянии энергии. При этом результаты практически совпадают с решениями, предлагаемыми в работе [4], но задача упрощается.

Проанализируем динамическую модель относительного перемещения резца и заготовки, когда суппорт находится вблизи конца шпинделя, на примере токарного станка УТ-16 (рис. 1) с максимальным диаметром обработки 320 мм. Смещение резца суппорта в таком положении получено в предыдущих исследованиях [2], для токарного станка 1Е61МТ установлено две петли АФЧХ относительного смещения резца и заготовки (рис. 2). Первая петля обусловлена узлом суппорта (ветвь резца), вторая — узлом шпинделя (ветвь заготовки), при этом учитывается тонкостенная коробка шпиндельного узла. Такая модель была получена с помощью планетарного вибратора [2—4]. Модель относительного перемещения резца и заготовки токарного станка УТ-16 также содержит две петли, но с другими частотами (см. рис. 2).

Абсолютные АФЧХ смещения и скорости содержат намного больше петель. Собственные частоты $\omega_j$ и коэффициенты $\gamma_j$ рассеяния энергии — важные показатели, которые можно получить измерением АФЧХ в разных точках станка и в разных направлениях.

Передаточная функция относительного смещения [1] имеет вид:

$$W(i\omega) = \sum_{j=1}^{n} \frac{k_j}{-T_{2j}^2\omega^2 + iT_{1j}\omega + 1}. \qquad (1)$$

Здесь $k_j$ — статическая податливость; $T_{2j} = 1/\omega_j$ и $T_{1j} = T_2/\gamma_j$ — постоянные колебательного звена; $\gamma_j = 1 - \omega_{j\max}^2/\omega_j^2$, где $\omega_j$ — собственная частота; $\omega_{j\max}$ — частота, соответствующая максимуму действительной части АФЧХ; $n$ — номер петли АФЧХ; $\omega$ — варьируемый частотный параметр; $i = \sqrt{-1}$.

Статическая податливость определяется путем статических исследований или по формуле $k_j = A_jT_{1j}\omega$, где $A_j$ — вертикальный размер петли АФЧХ.

Для экспериментальных исследований использовали импульсное возбуждение с помощью пластмассового молотка, который создавал свободные затухающие колебания станка. Исследования и расчеты показали, что формула (1) для данного станка устанавливает три витка АФЧХ относительного смещения конца шпинделя и суппорта в направлении направляющих скольжения.

Экспериментально установлено, что в токарных станках перекрестные связи отсутствуют, поэтому передаточная матрица относительных смещений имеет диагональную форму [2]:

$$W(p) = \begin{bmatrix} W_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & W_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & W_{zz} \end{bmatrix},$$

где $p$ — параметр преобразования Лапласа; $W_{xx}$, $W_{yy}$, $W_{zz}$ — компоненты передаточной матрицы.

Передаточная функция эквивалентной упругой системы (ЭУС) имеет вид [3]:

$$W_{EES}(p) = W_{xx}\sin\varphi\cos\alpha\cos\beta + W_{zz}\sin\alpha\cos\varphi, \qquad (2)$$

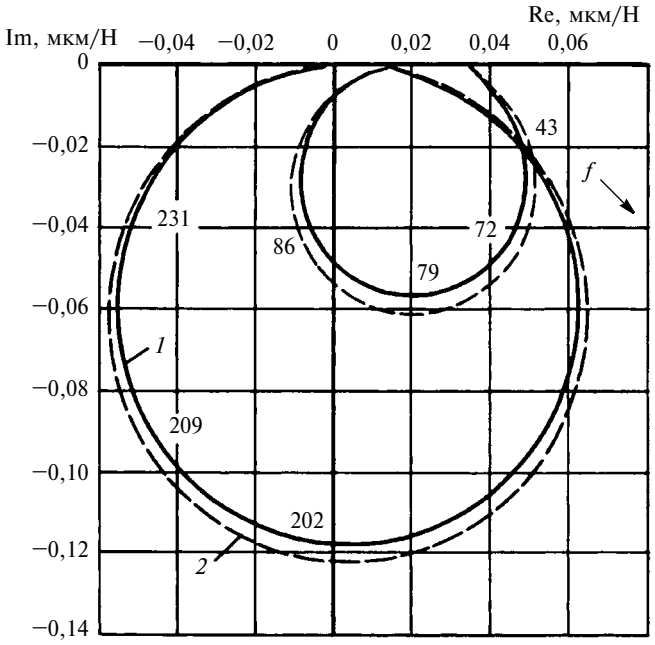



**Рис. 2. АФЧХ токарных станков УТ16 (*1*) и 1Е61МТ (*2*)**

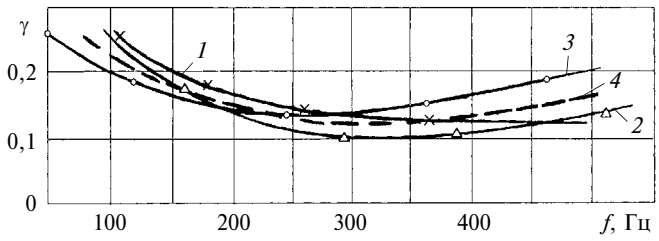



**Рис. 3. Расчетные зависимости коэффициента γ рассеяния энергии от частоты *f* колебаний:**
*1* — АФЧХ по перемещению; *2* — АФЧХ по скорости; *3* — АФЧХ по перемещению при разных точках расположения возмущающей силы и измерений; *4* — среднеквадратичная АФЧХ

где α — угол между силой резания и плоскостью *XOY*; β — угол между проекцией силы резания на плоскость *XOY* и осью *X*; φ — главный угол резца в плане.

Формула (2) учитывает геометрию резца и показывает, что компонента $W_{yy}$ не влияет на устойчивость станка, компонента $W_{xx}$ в формуле (2) определяется как:

$$W_{xx} = \frac{k_1}{T_{21}^2 p^2 + T_{11} p + 1} + \frac{k_2}{T_{22}^2 p^2 + T_{12} p + 1}. \quad (3)$$

Здесь $k_1$, $k_2$, $T_{21}$, $T_{22}$, $T_{11}$, $T_{12}$ — статические податливости, инерционные постоянные, постоянные демпфирования в направлении оси *X* соответственно суппорта и узла шпинделя.

В формуле (3) первое колебательное звено соответствует петле АФЧХ при частоте $f = 40 \div 80$ Гц в зависимости от конструкции, второе звено — при $f = 180 \div 220$ Гц. По АФЧХ построены зависимости коэффициента γ рассеяния энергии от частоты (рис. 3).

Составляющая $W_{zz}$ имеет вид:

$$W_{zz} = \frac{b_1 p + 1}{b_1 m p^3 + (b_1 b_r + b_1 b_g + m) p^2 + (b_r + b_1 c - b) p + c} = \frac{1}{\left[ m p^2 + (b_r + b_g) p + c - \frac{b + b_g}{b_1} \right] + \frac{b + b_g}{b_1 (b_1 p + 1)}}, \quad (4)$$

где $m$ — масса суппорта; $c$ — жесткость суппорта; $b_r$ — коэффициент демпфирования в приводе подач суппорта; $b_g$ — коэффициент демпфирования в направляющих скольжения; $b_1$ — постоянная времени для направляющих скольжения.

Экспериментально доказано, что последнее слагаемое в знаменателе формулы (4) при вычислении жесткости привода подач можно убрать. Его мнимую часть следует учесть при вычислении демпфирования в приводе подач. Таким образом, передаточную функцию $W_{zz}$ суппорта можно представить как колебательное звено:

$$W_{zz} = \frac{1}{m p^2 + \left( b_r + b_g - \frac{b + b_g}{b_1^2 \omega^2 + 1} \right) p + c - \frac{b + b_g}{b_1}}.$$

Здесь ω — частота свободных затухающих колебаний:

$$\omega = \sqrt{\frac{c - \frac{b + b_g}{b_1}}{m}}; \quad (5)$$

$b_e$ — эквивалентный коэффициент демпфирования:

$$b_e = b_r + b_g - \frac{b + b_g}{b_1^2 \omega^2 + 1}. \quad (6)$$

Следовательно, трение уменьшает эквивалентные значения жесткости и демпфирования привода подач суппорта. Формулы (5) и (6) подтверждены экспериментально. Критическая ширина резания определяется формулой [2]:

$$B_{\text{к}} = \frac{1}{k} \left[ \frac{-\mathrm{Re}(1 - \chi e^{i\omega\tau}) W_{EES}(i\omega)}{1 + T_{\text{р}} i\omega} \right]_{\max},$$

где $k$ — коэффициент резания; χ — коэффициент перекрытия; τ — время поворота заготовки на один оборот; $T_{\text{р}} = l_{\text{р}}/v$ — постоянная резания ($l_{\text{р}}$ — путь резца, необходимый для формирования силы резания; $v$ — скорость резания).

Таким образом, установлена математическая модель относительного перемещения резца и заготовки токарного станка, которая определяется шпиндельной группой в направлении рассматриваемой оси, суппортной группой в том же направлении и суппортной группой оси *z*. Перекрестные связи практически отсутствуют. Экспериментально установлены и подтверждены расчетом собственные частоты, характерные для различных узлов токарного станка. Построена зависимость коэффициента рассеяния энергии как функция частоты.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ


1. **Санкин Ю. Н.** Динамика несущих систем металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1986. 96 с.
2. **Санкин Ю. Н., Жиганов В. И., Санкин Н. Ю.** Экспериментально-расчетное определение параметров динамической модели относительного перемещения резца и заготовки // СТИН. 1999. № 9. С. 5—8.
3. **Санкин Ю. Н., Санкин Н. Ю.** Устойчивость токарных станков при нелинейной характеристике процесса резания. Ульяновск: УлГТУ, 2008. 138 с.
4. **Кудинов В. А., Воробьева Т. С.** Определение амплитудно-фазовых частотных характеристик станков средних размеров и их анализ. М.: ЭНИМС, 1974. 38 с.

УДК 621.922

С. Н. ГРИГОРЬЕВ, В. В. КУЗИН, доктора технических наук,
М. А. ВОЛОСОВА, канд. техн. наук (МГТУ Станкин), e-mail: kyzena@post.ru

# Напряженно-деформированное состояние инструментов из нитридной керамики с покрытием

Представлены результаты исследования влияния покрытия на напряженно-деформированное состояние режущих пластин из нитридной керамики. Показана возможность управления их тепловым и напряженным состоянием путем целенаправленного изменения свойств покрытия.

**Ключевые слова:** керамические инструменты, режущие пластины, покрытие, температура, напряженно-деформированное состояние.

The paper represents the study results of coating effect on the stress-strain state of cutting blades, made of the nitride ceramics. A controlling possibility of their thermal and stress state through the purposeful changes of the coating characteristics has been shown.

**Keywords:** ceramic tools, cutting blades, coating, temperature, stress-strain state.

Перспективное направление повышения эксплуатационных показателей керамических инструментов — нанесение на их рабочие поверхности покрытий [1—3], положительный эффект от которых обусловлен комплексом эффектов [4]. Во-первых, покрытие "залечивает" дефекты, сформировавшиеся в поверхностном слое инструмента при его спекании и заточке, которые могут стать причиной появления трещин. Во-вторых, плотная структура покрытия увеличивает сопротивляемость контактных площадок керамических инструментов зарождению поверхностных трещин. В-третьих, покрытие является дополнительным барьером появления докритических трещин, развивающихся из внутренних областей керамики на поверхность инструмента. Эффективность покрытия повышается с увеличением числа слоев.

Однако эксплуатация керамических инструментов показала, что разные покрытия из тугоплавких соединений неоднозначно влияют на эксплуатационные показатели инструментов [2]. Их режущая часть представляет собой систему взаимосвязанных компонентов (керамика + покрытие) с разными физико-механическими и теплофизическими свойствами, неблагоприятное сочетание которых может привести к формированию зон высоких локальных напряжений в поверхностном слое керамики, где зарождаются и накапливаются эксплуатационные дефекты [5]. Поэтому для создания научно обоснованных рекомендаций по выбору покрытий для керамических инструментов необходимо установление закономерностей влияния свойств покрытия на напряженно-деформированное состояние (НДС) поверхностного слоя керамического инструмента.

Задача данного исследования — установить влияние комплекса показателей свойств покрытия на НДС режущих пластин из нитридной керамики в условиях установившейся теплопроводности.

Исследования проводили с использованием автоматизированной системы RKS-ST v.1.0 термопрочностных расчетов керамических режущих пластин [6]. Расчетная схема приведена на рис. 1. Расчеты выполнены для режущей пластины с параметрами: $a = b = 50$ мкм; $n1 = 6$; $n2 = 6$; $n3 = 6$; $n4 = 4$; $c = 1{,}5$. При моделировании было принято, что зерно, межзеренная фаза и матрица выполнены из одного того же тугоплавкого соединения — нитрида кремния ($Si_3N_4$). В качестве обрабатываемого материала (ОМ) использовали сталь 3Х3М3Ф.

Пластину нагружали двумя сосредоточенными силами $F_1 = F_2 = 0{,}01$ Н ($\beta_1 = \beta_2 = 45°$), распределенной силовой нагрузкой $p = 10^8$ Па и тепловым потоком $Q = 1{,}4 \cdot 10^8$ Вт/м$^2$. С поверхностей керамической пластины, свободных от теплового потока, обеспечивали теплоотвод в окружающую среду с коэффициентом теплопроводности $h = 10^5$ Вт/(м$^2 \cdot$ К).

Исследовали влияния таких показателей, как теплопроводность, температурный коэффициент линейного расширения, коэффициент удельной теплоемкости, модуль упругости, коэффициент Пуассона, плотность и толщина покрытия на НДС пластины из нитридной керамики. Исследования проводили в два этапа. Сначала определяли температуры и напряжения в контрольных точках (КТ) режущих пластин из разных тугоплавких соединений, свойства которых приведены в работе [7].

Затем исследовали влияние разных свойств покрытия на тепловое и напряженное состояния режущих пластин. В этих экспериментах приняли, что карбид титана (ПС) — базовое тугоплавкое соединение, формирующее покрытия толщиной $h_п = 5$ мкм. В каждой серии численных экспериментов изменяли значения только одного показателя, характеризующего свойство тугоплавкого соединения, а остальные свойства соответствовали значениям показателей для TiC. Например, при исследовании влияния коэффициента теплопроводности его значение изменяли от

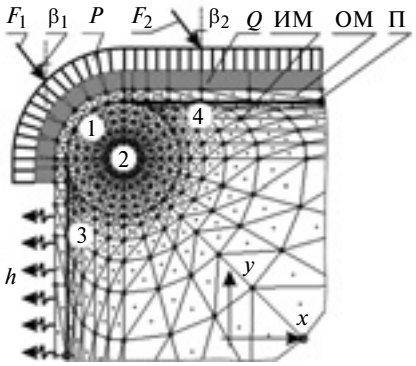



**Рис. 1. Расчетная схема**

2,4 до 150 Вт/(м · К). Именно такой диапазон значений данного коэффициента имеют исследуемые тугоплавкие соединения.

Для количественной оценки температур и напряжений в режущих пластинах использовали КТ — фиксированные узлы или конечные элементы конструкции. В качестве базовых точек использовали четыре КТ (см. рис. 1 и таблицу). Приведенные на рисунках зависимости, относящиеся к определенным КТ, имеют в обозначениях соответствующие индексы (например, для КТ1 — $T^1$ и $\sigma_i^1$).

На рис. 2 приведены результаты расчетов температур в режущих пластинах из $Si_3N_4$ с покрытиями из разных тугоплавких соединений в разных КТ. На рис. 2, *а* для сравнения приведена температура в КТ1 режущей пластины без покрытия и далее температуры пластин с покрытиями в порядке их увеличения. Для остальных КТ порядок остается тем же. Анализ полученных данных показал, что комплекс свойств покрытия из тугоплавкого соединения оказывает заметное влияние на тепловое состояние режущей пластины. Покрытие может и уменьшать, и увеличивать температуру на 25 % относительно температуры исходной режущей пластины без покрытия.

Наименьшие температуры в КТ1 и КТ2 (см. рис. 2, *а* и *б*) зафиксированы в режущей пластине с покрытием из $TiB_2$, наибольшие — из BN. Покрытия из тугоплавких соединений $TiB_2$, TiN, WC, BeO, $Mo_2C$ и TiC обеспечивают снижение температуры в КТ1 режущей пластины из $Si_3N_4$, остальные — повышают температуру. В КТ2 и КТ4 (см. рис. 2, *б* и *г*) снижают температуру покрытия из $TiB_2$, TiN, WC, BeO и $Mo_2C$, в КТ3 (см. рис. 2, *в*) — $TiB_2$, TiN и BeO.

Покрытие из TiN уменьшает температуру во всех КТ, а из TiC —

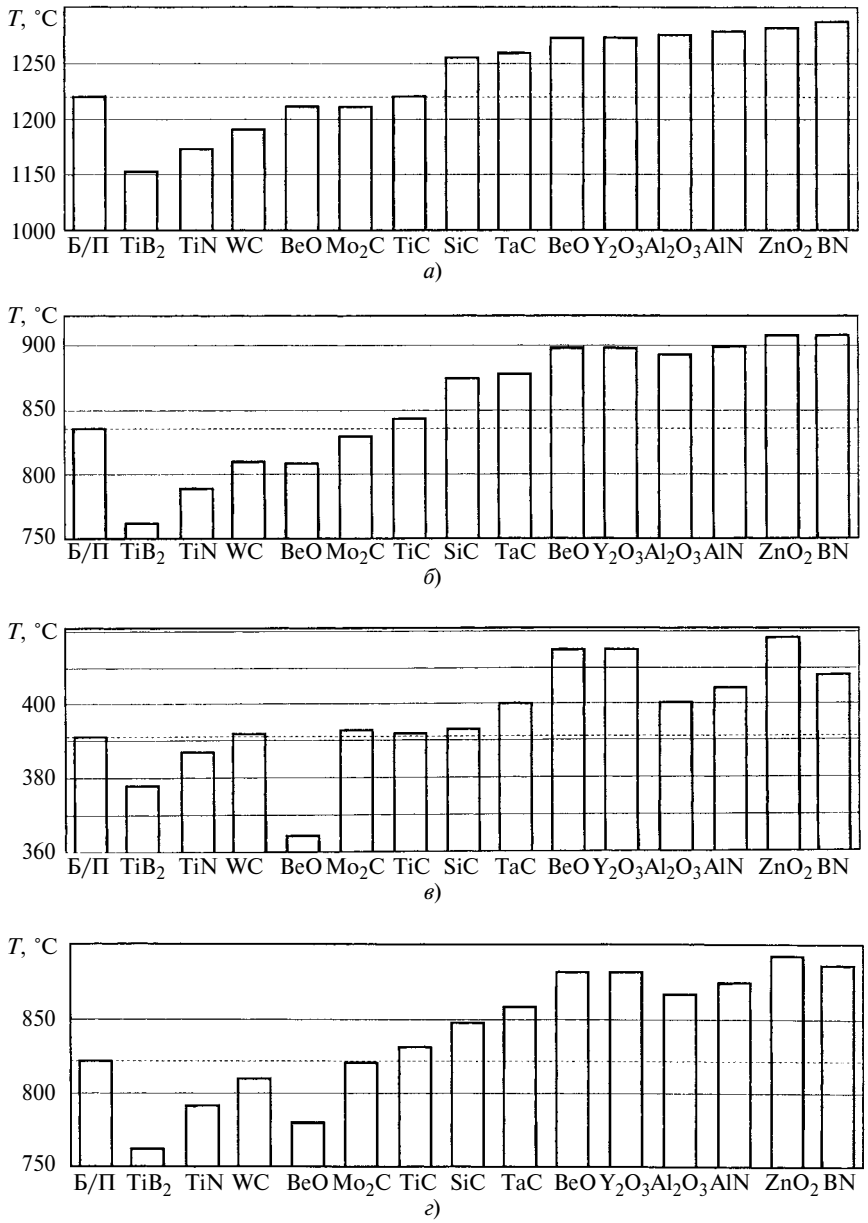



**Рис. 2. Гистограммы температур в КТ1 (*а*); 2 (*б*); 3 (*в*) и 4 (*г*) режущих пластин из $Si_3N_4$ с разными покрытиями из тугоплавких соединений**

| КТ | Расположение КТ в режущей пластине | Перемещение — узел | Температура и напряжения — конечный элемент |
|---|---|---|---|
| 1 | Лезвие | 4 | 166 |
| 2 | Центральная часть | 124 | 403 |
| 3 | Задняя поверхность | 222 | 570 |
| 4 | Передняя поверхность | 240 | 603 |

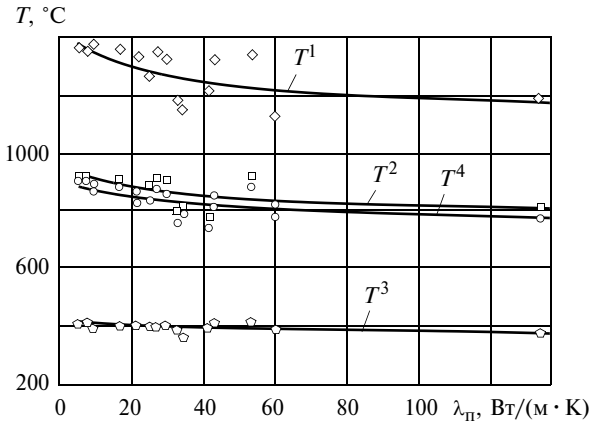



**Рис. 3. Зависимости изменения температуры ($T^1 \div T^4$) в КТ1÷4 режущей пластины из $Si_3N_4$ от коэффициента $\lambda_п$ теплопроводности покрытий из тугоплавких соединений**

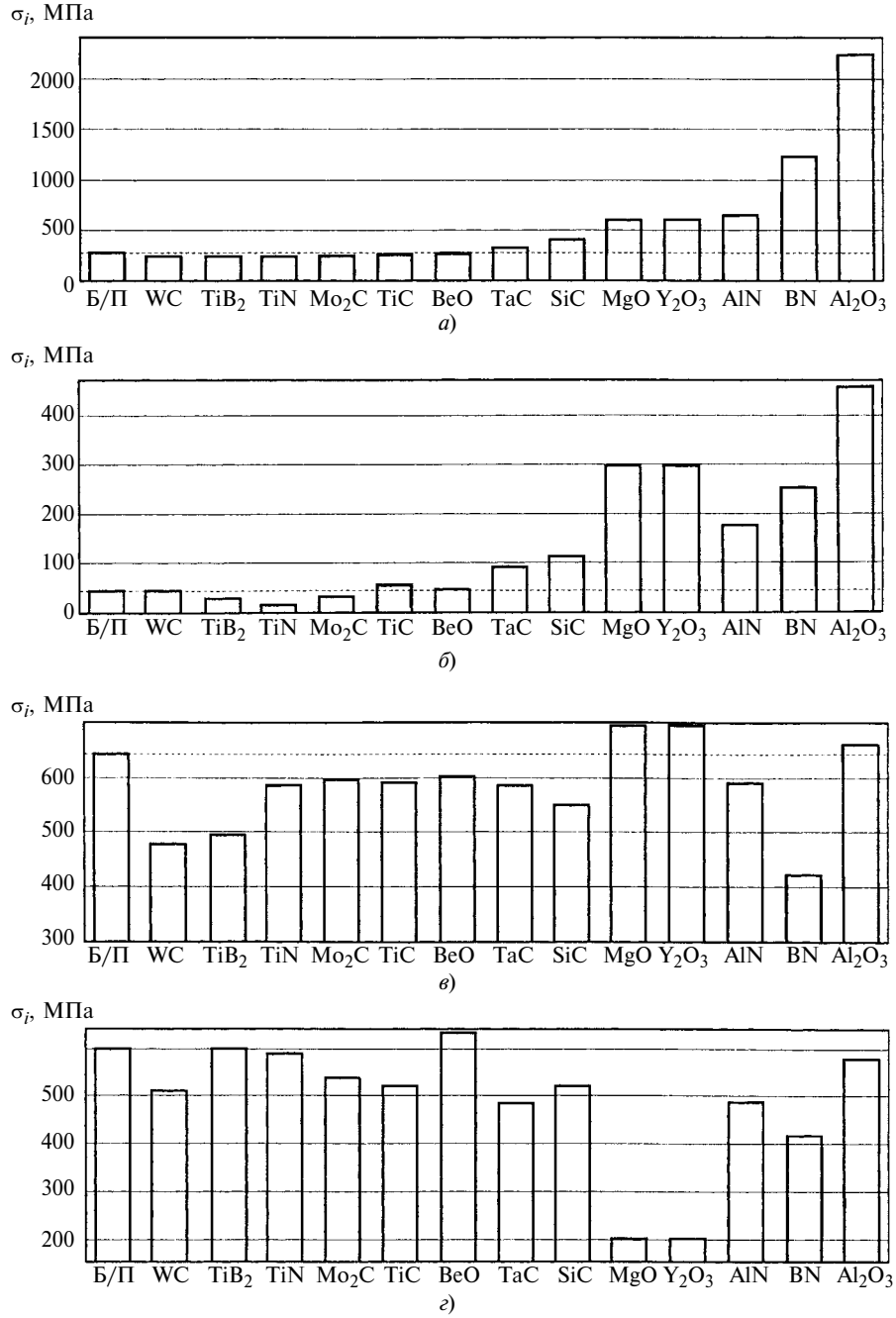



**Рис. 4. Гистограммы напряжений в КТ1 (*а*); 2 (*б*); 3 (*в*) и 4 (*г*) режущих пластин из $Si_3N_4$ с разными покрытиями из тугоплавких соединений**

только в КТ1. В КТ1 покрытия из TiN и TiC уменьшают температуру в режущей пластине из $Si_3N_4$ на 8 и 1 % соответственно относительно температуры инструмента без покрытия. Оксид алюминия ($Al_2O_3$) относится к тугоплавким соединениям, повышающим температуру в режущей пластине.

Тугоплавкие соединения практически не изменяют температурное поле режущей пластины из $Si_3N_4$, о чем свидетельствуют минимальные изменения соотношений $T^1/T^2$, $T^1/T^3$ и $T^1/T^4$ в КТ керамических режущих пластин с разными покрытиями. Кроме того, зафиксировано изменение температурных градиентов в режущей пластине. Причем покрытия из тугоплавких соединений, снижающие температуру, уменьшают градиенты.

Установлена зависимость температур в разных КТ пластин от теплопроводности покрытий из тугоплавких соединений (рис. 3), анализ которых позволил получить степенные функции влияния теплопроводности $\lambda_п$ тугоплавких соединений на температуру $T$ для разных КТ режущей пластины из $Si_3N_4$:

$$T^1 = 1489{,}9\lambda_п^{-0{,}0474};$$

$$T^2 = 986{,}8\lambda_п^{-0{,}0429};$$

$$T^3 = 443{,}78\lambda_п^{-0{,}034}$$

$$\text{и } T^4 = 968{,}4\lambda_п^{-0{,}0428}.$$

На рис. 4 приведены результаты исследований влияния покрытий из тугоплавких соединений на напряжения в КТ режущей пластины из $Si_3N_4$, где последовательность тугоплавких соединений соответствует повышению напряжений $\sigma_i$ в КТ1.

Анализ полученных данных показал, что тугоплавкие соединения существенно влияют на напряженное состояние режущей пластины из $Si_3N_4$. Напряжения $\sigma_i$ в пластинах с покрытиями из

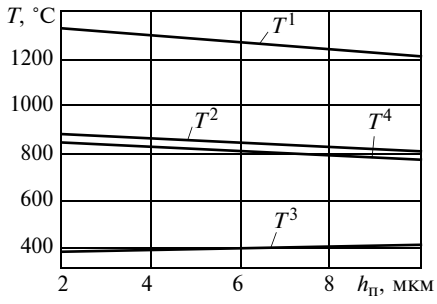



**Рис. 5. Зависимости изменения температуры ($T^1 \div T^4$) в КТ1÷4 режущей пластины из $Si_3N_4$ от толщины $h_п$ покрытия TiC ($F_1 = F_2 = 0{,}01$ Н; $\beta_1 = \beta_2 = 45°$; $p = 10^8$ Па; $Q = 1{,}4 \cdot 10^8$ Вт/м$^2$; $h = 10^5$ Вт/(м$^2 \cdot$ К); ОМ — 3Х3М3Ф)**

разных тугоплавких соединений могут различаться в 20 раз. Наименьшее напряжение в КТ1 зафиксировано в режущей пластине с покрытием из WC, наибольшее — из $ZrO_2$ (на рис. 4 не показано). Так, покрытие $ZrO_2$ на режущей пластине из $Si_3N_4$ создает напряжения $\sigma_i$ в КТ1÷КТ4 соответственно 2272, 1137, 746 и 1047 МПа.

Покрытия из тугоплавких соединений WC, $TiB_2$, TiN, $Mo_2C$, TiC и BeO снижают $\sigma_i$ в КТ1, остальные — не влияют на напряженное состояние пластины (см. рис. 4, *а*). Широко используемые в покрытиях нитрид (TiN) и карбид титана (TiC) уменьшают напряжения в КТ1 соответственно на 15 и 5 %. Покрытие из $Al_2O_3$ значительно увеличивает $\sigma_i$ во всех КТ. В КТ2 (см. рис. 4, *б*) только покрытия WC, $TiB_2$, TiN и $Mo_2C$ снижают температуру, в КТ3 (см. рис. 2, *в*) снижают температуру десять тугоплавких соединений; в КТ4 (см. рис. 2, *г*) — одиннадцать.

Исследовали влияние толщины покрытия TiC на тепловое и напряженное состояние режущей пластины из $Si_3N_4$ (рис. 5). С увеличением толщины покрытия температура в КТ1, 2 и 4 уменьшается, а в КТ3 — повышается. Получены зависимости изменения температуры в КТ от толщины покрытия TiC для пластин из $Si_3N_4$:

$$T^1 = 1324{,}1 - 11{,}143h_п;$$
$$T^2 = 883{,}3 - 5{,}6939h_п;$$
$$T^3 = 389{,}3 + 1{,}602h_п$$
$$\text{и } T^4 = 868{,}9 - 5{,}3367h_п.$$

При исследовании влияния толщины покрытия TiC на напряженное состояние пластины из $Si_3N_4$ рассматривали два варианта нагружения: первый — воздействие только силовых нагрузок ($F_1$, $F_2$ и $p$), второе — воздействие силовых ($F_1$, $F_2$ и $p$) и тепловой ($Q$) нагрузок. Увеличение толщины покрытия TiC уменьшает напряжения $\sigma_i$ во всех КТ режущей пластины из $Si_3N_4$ как при только силовом (рис. 6, *а*), так и при смешанном (рис. 6, *б*) нагружениях. Степень этого влияния определяется величиной внешних нагрузок и расположением КТ в режущей пластине. Получены зависимости влияния толщины покрытия на напряжения $\sigma_i$ в разных КТ пластины из $Si_3N_4$ с покрытием TiC при силовом нагружении ($Q = 0$):

$$\sigma_i^1 = -9{,}47h_п + 370{,}3;$$
$$\sigma_i^2 = -1{,}96h_п + 170{,}1;$$
$$\sigma_i^3 = -1{,}22h_п + 131{,}88$$
$$\text{и } \sigma_i^4 = -15{,}31h_п + 572{,}73,$$

а также смешанном нагружении:

$$\sigma_i^1 = -15{,}04h_п + 345{,}9;$$
$$\sigma_i^2 = -6{,}79h_п + 91{,}78;$$
$$\sigma_i^3 = -3{,}93h_п + 607{,}93$$
$$\text{и } \sigma_i^4 = -19{,}12h_п + 619{,}69.$$

Для оценки влияния свойств тугоплавких соединений на тепловое и напряженное состояния керамической пластины проанализируем результаты второго этапа исследования (базовые материалы — керамика из $Si_3N_4$, сталь 3Х3М3Ф, покрытие TiC толщиной $h_п = 5$ мкм).

При исследованиях особое внимание уделяли коэффициенту $\lambda_п$ теплопроводности. Эксперименты выполняли при $\lambda_п = 2{,}4 \div 50$ Вт/(м · К). На рис. 7, *а* приведены зависимости изменения температуры в КТ пластины из $Si_3N_4$ от коэффициента теплопроводности покрытия, анализ которых показал, что при увеличении $\lambda_п$ от 2,4 до 150 Вт/(м · К) температура в КТ режущей пластины уменьшается в 1,25÷1,63 раза. Получены аналитические зависимости этого влияния:

$$T^1 = -3{,}53\lambda_п + 1385{,}6;$$
$$T^2 = -2{,}07\lambda_п + 922{,}2;$$
$$T^3 = -0{,}56\lambda_п + 417{,}4$$
$$\text{и } T^4 = -1{,}89\lambda_п + 905{,}2.$$

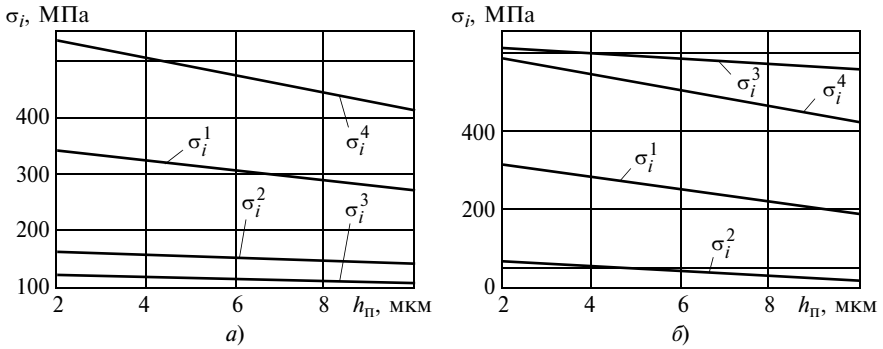



**Рис. 6. Зависимости изменения напряжений ($\sigma_i^1 \div \sigma_i^4$) в КТ1÷4 режущей пластины из $Si_3N_4$ от толщины $h_п$ покрытия при разных нагружениях ($h = 10^5$ Вт/(м$^2 \cdot$ К); ОМ — 3Х3М3Ф):**

*а* — $F_1 = F_2 = 0{,}01$ Н; $\beta_1 = \beta_2 = 45°$; $p = 10^8$ Па; *б* — $F_1 = F_2 = 0{,}01$ Н; $\beta_1 = \beta_2 = 45°$; $p = 10^8$ Па, $Q = 1{,}4 \cdot 10^8$ Вт/м$^2$

Коэффициент теплопроводности покрытия на напряженное состояние режущей пластины влияет неоднозначно. Увеличение $\lambda_п$ от 2,4 до 150 Вт/(м · К) снижает напряжения $\sigma_i$ в КТ1, 2 и 3 и значительно повышает в КТ4, которая находится в зоне действия теплового потока (рис. 7, *б*). Зависимости влияния коэффициента $\lambda_п$ теплопроводности покрытия на $\sigma_i$ для пластины из $Si_3N_4$ имеют вид:

$$\sigma_i^1 = -0{,}11\lambda_п + 268{,}9;$$

$$\sigma_i^2 = -0{,}13\lambda_п + 60{,}8;$$

$$\sigma_i^3 = -0{,}93\lambda_п + 614{,}9$$

$$\text{и } \sigma_i^4 = 1{,}65\lambda_п + 463{,}9.$$

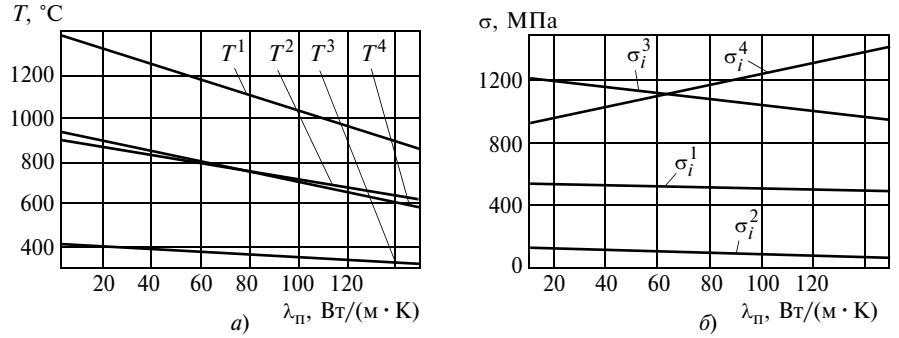



**Рис. 7. Зависимости изменения температуры (*а*) и напряжения (*б*) в режущей пластине из $Si_3N_4$ от коэффициента $\lambda_п$ теплопроводности покрытия [$F_1 = F_2 = 0{,}01$ Н; $\beta_1 = \beta_2 = 45°$; $p = 10^8$ Па; $Q = 1{,}4 \cdot 10^8$ Вт/м$^2$; $h = 10^5$ Вт/(м$^2$ · К); $h_п = 5$ мкм; ОМ — 3Х3М3Ф]**

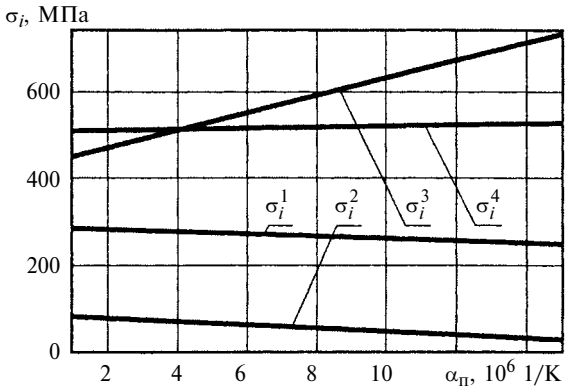



**Рис. 8. Зависимости изменения напряжений ($\sigma_i^1 \div \sigma_i^4$) в КТ1÷4 режущей пластины из $Si_3N_4$ от температурного коэффициента $\alpha_п$ линейного расширения покрытия [$F_1 = F_2 = 0{,}01$ Н; $\beta_1 = \beta_2 = 45°$; $p = 10^8$ Па; $Q = 1{,}4 \cdot 10^8$ Вт/м$^2$; $h = 10^5$ Вт/(м$^2$ · К); ОМ — 3Х3М3Ф]**

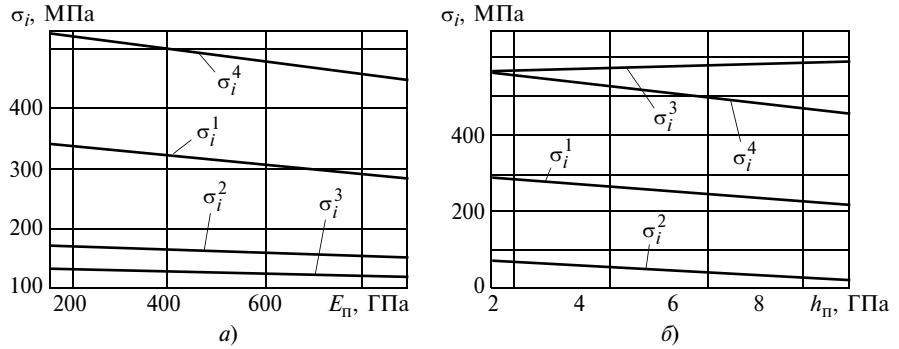



**Рис. 9. Зависимости изменения напряжений ($\sigma_i^1 \div \sigma_i^4$) в КТ1÷4 режущей пластины из $Si_3N_4$ от модуля $E_п$ упругости покрытия при разных нагружениях [$h = 10^5$ Вт/(м$^2$ · К); ОМ — 3Х3М3Ф]:**

*а* — $F_1 = F_2 = 0{,}01$ Н; $\beta_1 = \beta_2 = 45°$; $p = 10^8$ Па; *б* — $F_1 = F_2 = 0{,}01$ Н; $\beta_1 = \beta_2 = 45°$; $p = 10^8$ Па, $Q = 1{,}4 \cdot 10^8$ Вт/м$^2$

Влияние температурного коэффициента линейного расширения покрытия, изменяемого в диапазоне $\alpha_п = 1 \div 15 \cdot 10^{-6}$ 1/К, на напряженное состояние режущей пластины определяется расположением КТ относительно теплового потока и теплоотвода (рис. 8). С увеличением $\alpha_п$ уменьшается $\sigma_i$ в КТ1 и КТ2, но повышается в КТ, расположенных в зоне действия теплового потока (КТ4) и теплоотвода (КТ3):

$$\sigma_i^1 = -2{,}36\alpha_п + 286{,}5;$$

$$\sigma_i^2 = -4{,}07\alpha_п + 89{,}8;$$

$$\sigma_i^3 = 19{,}93\alpha_п + 433{,}9$$

$$\text{и } \sigma_i^4 = 1{,}29\alpha_п + 510{,}4.$$

Модуль упругости $E_п$ покрытия влияет на напряженное состояние пластины при любом нагружении. Так, при силовом нагружении увеличение $E_п$ покрытия приводит к уменьшению $\sigma_i$ во всех КТ (рис. 9).

Зависимости, устанавливающие влияние модуля упругости $E_п$ покрытия на напряжения $\sigma_i$ для пластин из $Si_3N_4$ при силовом нагружении, определяются расположением КТ и имеют вид:

$$\sigma_i^1 = -0{,}068E_п + 350{,}9;$$

$$\sigma_i^2 = -0{,}017E_п + 169{,}5;$$

$$\sigma_i^3 = -0{,}026E_п + 139{,}8$$

$$\text{и } \sigma_i^4 = -0{,}095E_п + 537{,}6.$$

При смешанной нагрузке увеличение $E_п$ уменьшает $\sigma_i$ в КТ1, 2 и 4 и повышает в КТ3:

$$\sigma_i^1 = -0{,}085E_п + 304{,}9;$$

$$\sigma_i^2 = -0{,}057E_п + 85{,}1;$$

$$\sigma_i^3 = 0{,}044E_п + 565{,}4$$

$$\text{и } \sigma_i^4 = -0{,}14E_п + 589{,}7.$$

Изменение коэффициента $\mu_п$ Пуассона покрытия от 0,1 до 0,3 не оказывает значимого влияния на напряженное состояние режущих пластин.

При его увеличении зафиксировано небольшое (менее 1 %) повышение $\sigma_i$ при силовой нагрузке только в КТ1. При смешанной нагрузке имело место небольшое уменьшение $\sigma_i$ только в КТ4.

Исследование влияния коэффициента удельной теплоемкости покрытия на напряженное состояние режущей пластины выполнено при $C_{pк} = 0{,}3 \div 1{,}4$ кДж/(кг · К). Установлено, что коэффициент $C_{pк}$ удельной теплоемкости покрытия, который в экспериментах изменяли от 0,3 до 1,4 кДж/(кг · К) не влияет на напряженное состояние режущей пластины. Плотность покрытия, которую изменяли в диапазоне $\rho_п = 2 \div 16$ кг/м$^3$, не влияет на напряженное состояние режущей пластины.

Таким образом, определено влияние комплекса показателей свойств покрытия на НДС режущих пластин из нитридной керамики в условиях установившейся теплопроводности. Полученные результаты показали возможность управления тепловым и напряженным состоянием режущих пластин из нитридной керамики путем изменения свойств покрытия.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ


1. **Григорьев С. Н., Кузин В. В.** Перспективы применения инструментов с керамическими режущими пластинами в современной металлообработке // Стекло и керамика. 2011. № 8. С. 17—22.

2. **Кузин В. В.** Разработка и исследование режущих инструментов из нитридной керамики с покрытием // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2006. № 9. С. 48—52.

3. **Волосова М. А.** Технология и оборудование для нанесения износостойких вакуумно-плазменных покрытий на инструмент из режущей керамики // Справочник. Инженерный журнал. 2005. № 8. С. 46—47.

4. **Волосова М. А., Кузин В. В.** Закономерности изнашивания режущих пластин из оксидной и нитридной керамики // Металловедение и термическая обработка. 2012. № 1. С. 40—46.

5. **Кузин В. В.** Эффективное применение высокоплотной керамики для изготовления режущих и деформирующих инструментов // Новые огнеупоры. 2010. № 12. С. 13—19.

6. **Григорьев С. Н., Мяченков В. И., Кузин В. В.** Автоматизированная система термопрочностных расчетов керамических режущих пластин // Вестник машиностроения. 2011. № 11. С. 26—31.

7. **Влияние** свойств керамики на напряженно-деформированное состояние режущей пластины в условиях установившейся теплопроводности / С. Н. Григорьев, В. В. Кузин, Д. Буртон и др. // Вестник машиностроения. 2012. № 4. С. 76—80.


## Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присылать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14 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, телефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;

2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).

## *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

# Прошивки на подкладном кольце и полым прошивнем*

Получены формулы для прошивок на подкладном кольце и полым прошивнем.

**Ключевые слова:** вариационная задача, формоизменение, ковка, прошивка, кольцо, полый прошивень.

The formulae for broaches on the bed-ring with hollow piercer have been obtained.

**Keywords:** variational problem, forming, forging, broach, ring, hollow piercer.

Для получения сквозного отверстия за один переход используют прошивку на подкладном кольце (рис. 1). При движении пуансона центральная часть заготовки сдвигается в отверстие кольца до ее полного отделения. Очевидно, что отход в выдру при этом будет больше, чем при обычной прошивке. Удельная сила прошивки на подкладном кольце определяется выражением

$$q_{\text{п.к}} = \frac{2\pi h_2 1{,}155/2}{\pi} = 1{,}155 h_2. \qquad (1)$$

Максимальная удельная сила наблюдается в начальный момент прошивки:

$$q_{\text{п.к}} = 1{,}155 H_0. \qquad (2)$$

Если значение $q_{\text{п.к}}$ превосходит удельные силы, определяемые выражением (5) из работы [1, с. 76] или (18) из работы [3, с. 68], то прошивка на подкладном кольце начнется подобно обычной прошивке. При этом будут происходить процессы, рассмотренные в работах [1—3], приводящие к значительному искажению первоначальной формы. Для уменьшения этого искажения начальную высоту заготовки следует ограничивать, руководствуясь условием $q_{\text{п.к}} < q_{\text{п}}$, которое с учетом выражений (18) из работы [3, с. 68] и (2) сводится к неравенству

$$H_0 < 0{,}95(1{,}7 + \ln R_0). \qquad (3)$$

Результаты расчета по формуле (3) приведены в табл. 1.

На практике прошивку на подкладном кольце применяют обычно для сравнительно низких заготовок ($H_0/R_0 = 0{,}5 \div 0{,}7$ [6]), что соответствует данным табл. 1 и неравенству (3).

Прошивку полым прошивнем (рис. 2) применяют для снижения требующийся силы при получении отверстий большого диаметра, а также для удаления средней ликвационной части слитка. При такой прошивке могут происходить процессы, что и рассмотренные в работах [1÷4] применительно к прошивке сплошным прошивнем.

Строгий теоретический анализ прошивки полым прошивнем значительно сложнее анализа прошивки сплошным прошивнем из-за возможного затекания металла внутрь поршня с образованием центрального стержня, которое подробно рассмотрено в разделе 9.4 монографии [7]. При этом

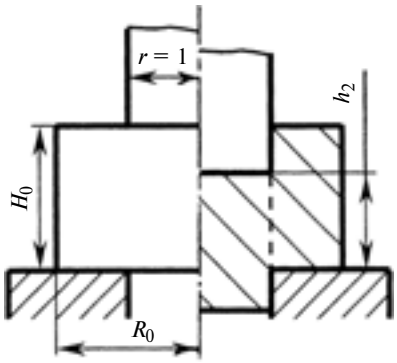



**Рис. 1. Прошивка на подкладном кольце**

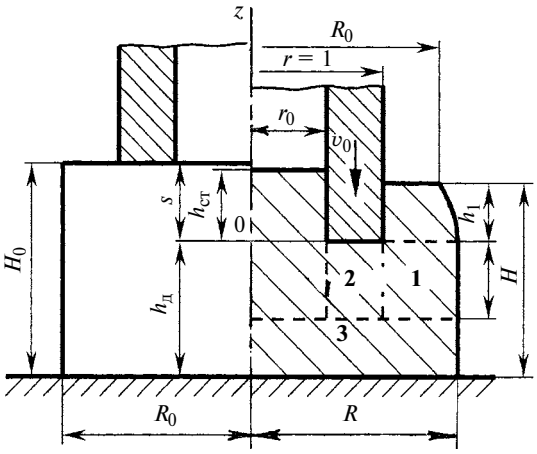



**Рис. 2. Расчетная схема прошивки полым прошивнем**

* Окончание цикла. Начало — см. "Вестник машиностроения" № 1÷5 за 2012 г.

*Таблица 1*

**Максимальная высота $H_0$ исходной заготовки при прошивке на подкладном кольце с минимальным искажением начальной формы**

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| $R_0$ | 2,5 | 3,0 | 4,0 | 5,0 | 6,0 |
| $H_0$ | 2,49 | 2,66 | 2,93 | 3,14 | 3,32 |
| $H_0/R_0$ | 0,99 | 0,89 | 0,73 | 0,63 | 0,55 |

не только для стадии с уменьшением высоты заготовки, но и для возможной стадии с ее увеличением следует использовать выражения из раздела 9.4 или (в упрощенной постановке) раздела 8.5 монографии [7]. С учетом полученных в данном цикле аналитических решений теоретический анализ прошивки полым прошивнем хотя и сложен, но вполне осуществим. Однако такой анализ не имеет большого практического значения ввиду того, что из-за меньшей силы деформирования и меньшего объема вытесняемого материала искажение формы при прошивке полым прошивнем будет меньше, чем при прошивке сплошным. Поэтому для проведения анализа выберем наиболее простую кинематически возможную схему (см. рис. 2). Считаем, что очаг пластической деформации сосредоточен в областях **1** и **2**, а центральный стержень — жесткий.

Для области **1** применимы формулы, полученные в работе [3]. В области **2** напряженное состояние описывается выражениями из раздела 12.3 монографии [8], в которых надо лишь учесть новое граничное условие $\sigma_\rho = -\beta \ln R$ при $\rho = 1$. Следует учесть и силу, которая в соответствии с работой [2] необходима для преодоления трения на поверхностях разрыва между областями **2** и **1** и между областью **2** и стержнем:

$$q_{\text{раз}} = \frac{2\pi h \frac{\beta}{4}(1 + r_0)}{\pi(1 - r_0^2)} = \frac{\beta h}{2(1 - r_0)}. \qquad (4)$$

В результате удельная сила прошивки полым прошивнем определяется выражением

$$q_{\text{п.п}} = 1{,}1\left[1 + \ln R + 0{,}275 r_0^2\left(1 + \frac{2\ln r_0}{1 - r_0^2}\right) + \right.$$
$$\left. + \frac{(1 - 3r_0^2)(1 - r_0^2) - 4r_0^4 \ln r_0}{4h(1 - r_0^2)^2} + \frac{h}{2(1 - r_0)}\right].$$

В соответствии с разделом 6.6 монографии [7] в этой формуле третьим членом в квадратных скобках в силу его малости можно пренебречь. Тогда

$$q_{\text{п.п}} = 1{,}1\left[1 + \ln R + \frac{(1 - 3r_0^2)(1 - r_0^2) - 4r_0^4 \ln r_0}{4h(1 - r_0^2)^2} + \right.$$
$$\left. + \frac{h}{2(1 - r_0)}\right]. \qquad (5)$$

Высоту очага пластической деформации найдем из условия $\frac{\partial q_{\text{п.п}}}{\partial h} = 0$, отсюда

$$h = \sqrt{\frac{(1 - 3r_0^2)(1 - r_0^2) - 4r_0^4 \ln r_0}{2(1 + r_0)(1 - r_0^2)}}. \qquad (6)$$

Для расчета удельной силы на стадии свободной прошивки в формулу (5) следует подставлять значение $R$, полученное по формуле (6). Если $h_{\text{д}} < h$, то начнется стесненная прошивка, удельную силу которой следует определять по выражению (5), подставляя в него $h = h_{\text{д}}$. При этом нужно учитывать, что в большинстве случаев будет иметь место стадия прошивки с увеличением высоты заготовки, рассмотренная в работе [4]. С достаточной точностью можно принять, что удельная сила и при полом прошивне определяется выражениями раздела 9.4 работы [5].

Для проверки разработанной теории проведены эксперименты по прошивке обезжиренных заготовок из свинца С00 полыми прошивнями. Полученные образцы показаны на рис. 3, *а—к*, а их размеры приведены в табл. 2.

В табл. 3 приведено расхождение расчетных значений ($q_{\text{п.п}}$) удельной силы свободной прошивки и экспериментальных данных $q_{\text{п.п.э}}$. Для расчета использовали формулы (6) и (5); в последнюю подставляли $R = R_0$.

В табл. 4 приведены расхождения $\delta$ расчетных значений удельной силы и экспериментальных данных на стадии прошивки с увеличением высоты

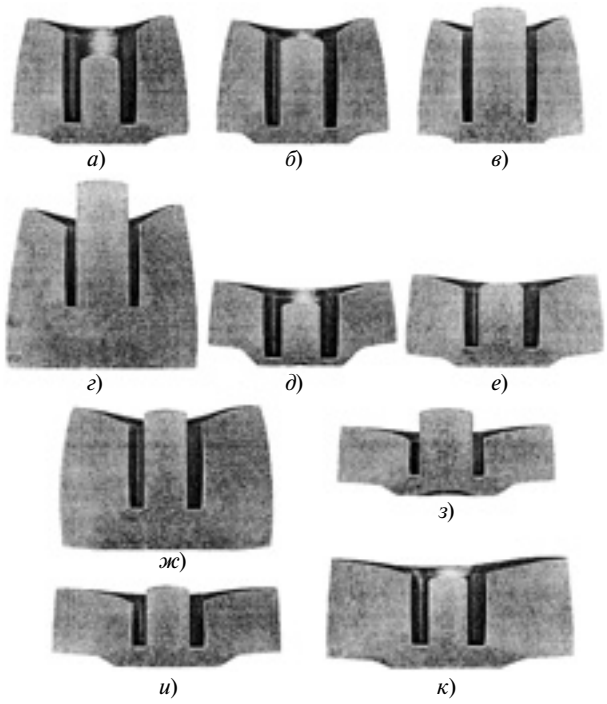



**Рис. 3. Прошитые заготовки из свинца С00**

*Таблица 2*

**Размеры прошитых* заготовок из свинца С00, мм**

| Вариант по рис. 3 | $D_0$ | $H_0$ | $d_0$ | $D$ | $H$ | $h_д$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| *а* | 20,4 | 18,5 | 5 | 24,7 | 17,5 | 2,3 |
| *б* | 20,4 | 17,0 | 6 | 24,0 | 16,5 | 1,8 |
| *в* | 20,4 | 17,5 | 7 | 23,3 | 17,0 | 2,3 |
| *г* | 23,6 | 24,7 | 7 | 26,2 | 22,2 | 8,5 |
| *д* | 25,5 | 8,5 | 5 | 27,0 | 11,4 | 1,0 |
| *е* | 26,0 | 11,1 | 6 | 28,1 | 12,2 | 2,2 |
| *ж* | 27,0 | 21,0 | 6 | 29,8 | 19,2 | 5,5 |
| *з* | 30,6 | 7,4 | 7 | 31,4 | 9,4 | 2,5 |
| *и* | 31,8 | 8,5 | 6 | 32,6 | 10,1 | 2,5 |
| *к* | 33,3 | 13,8 | 5 | 35,4 | 14,5 | 3,0 |

*Наружный диаметр пуансона $d$ = 10 мм.

*Таблица 3*

**Расчетные ($q_{п.п}$) и экспериментальные ($q_{п.п.э}$) относительные удельные силы свободной прошивки полым прошивнем* заготовок из свинца С00**

| $R_0$ | $r_0$ | $h$ | $q_{п.п}$ | $P_э$, кН | $q_{п.п.э}$ | δ, % |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 2,04 | 0,5 | 0,400 | 2,765 | 3,1 | 2,631 | 4,8 |
| 2,04 | 0,6 | 0,323 | 2,772 | 2,7 | 2,686 | 3,1 |
| 2,04 | 0,7 | 0,244 | 2,777 | 2,2 | 2,746 | 1,1 |
| 2,36 | 0,7 | 0,244 | 2,938 | 2,3 | 2,871 | 2,3 |
| 2,55 | 0,5 | 0,400 | 3,011 | 3,4 | 2,886 | 4,1 |
| 2,60 | 0,6 | 0,323 | 3,039 | 2,9 | 2,885 | 5,1 |
| 2,70 | 0,6 | 0,323 | 3,081 | 3,0 | 2,984 | 3,1 |
| 3,06 | 0,7 | 0,244 | 3,223 | 2,5 | 3,121 | 3,2 |
| 3,18 | 0,6 | 0,323 | 3,261 | 3,2 | 3,183 | 2,4 |
| 3,33 | 0,5 | 0,400 | 3,304 | 3,8 | 3,226 | 2,4 |

*Наружный диаметр $d$ = 10 мм; $\sigma_s$ = 20 МПа.

заготовки, т. е. на стадии стесненной прошивки. Для расчета использовали формулы (7)—(8) из работы [4]. Радиусы $R_0$ и $r_0$ указаны для сведения.

Так как при прошивке полым прошивнем радиальное пластическое течение в областях **1** и **2** создает активные силы трения, обусловливающие осадку области **3** (см. рис. 2), то формоизменение заготовки можно определять по методике работы [3], уточнив соответствующие выражения.

Для этого общее выражение (12.74) из монографии [8] для радиальной скорости в области **2** конкретизируем в следующем виде:

$$v_{\rho 2} = \frac{v_0}{2h}\left(\rho - \frac{r_0^2}{\rho}\right). \qquad (7)$$

На границе с областью **1**:

$$v_{\rho 2} = \frac{v_0(1 - r_0^2)}{2h}. \qquad (8)$$

С учетом этого вместо формулы (10) из работы [2] получим

$$v_{\rho 1} = \frac{v_0(1 - r_0^2)}{2h\rho}. \qquad (9)$$

Соответственно, вместо формулы (23) из работы [3] получим формулу

$$R = \sqrt{R_{0п}^2 + \frac{s(1 - r_0^2)}{h}}, \qquad (10)$$

а вместо формул (29) и (51) из работы [3] — формулы:

$$a_1 = 0{,}5\left(\frac{R_0^2 h}{1 - r_0^2} + h_0 + \Delta s\right); \qquad (11)$$

$$R = \sqrt{R_д^2 + (1 - r_0^2)\ln\frac{h}{h_д}}. \qquad (12)$$

Анализ полученных экспериментальных данных показал, что для расчета глубины вогнутости при прошивке полым прошивнем можно использовать обобщенную формулу из работы [2, с. 64]:

$$h_{вог} = (1 - r_0^3)(1{,}8 - \sqrt{R_0}). \qquad (13)$$

Если $R_0 > 2{,}25$, следует принимать

$$h_{вог} = 0{,}3(1 - r_0^3). \qquad (14)$$

Расхождения (δ) результатов расчета по формулам (13), (14) и экспериментальных данных представлены в табл. 5.

Все уточненные выражения учтены в обобщенной программе расчета формоизменения заготовки, приведенной в работе [5]. Для расчета осадки области **3** как при сплошном, так и при полом (см. рис. 2) прошивне принято $h$ = 0,7. Результаты расчетов сопоставлены с полученными экспериментальными данными (табл. 6). В строках табл. 6 с одинаковыми начальными размерами значения, соответствующие разным значениям $h_д$, получены путем измерений поэтапной деформации одной и той же заготовки.

*Таблица 4*

**Расчетные ($q_р$) и экспериментальные ($q_{р.э}$) относительные удельные силы стесненной прошивки полым прошивнем* заготовок из свинца С00**

| $R_0$ | $r_0$ | $h_д$ | $r_x$ | $q_р$ | $P_э$, кН | $q_{р.э}$ | δ, % |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 2,04 | 0,5 | 0,46 | 1,373 | 2,845 | 3,4 | 2,886 | 1,4 |
| 2,04 | 0,6 | 0,36 | 1,292 | 2,974 | 2,9 | 2,885 | 3,0 |
| 2,04 | 0,7 | 0,46 | 1,373 | 2,845 | 2,2 | 2,746 | 3,5 |
| 2,55 | 0,5 | 0,20 | 1,162 | 3,526 | 4,0 | 3,395 | 3,7 |
| 2,60 | 0,6 | 0,44 | 1,356 | 2,865 | 2,8 | 2,785 | 2,8 |
| 3,06 | 0,7 | 0,50 | 1,405 | 2,812 | 2,3 | 2,871 | 2,1 |
| 3,18 | 0,6 | 0,50 | 1,405 | 2,812 | 2,9 | 2,885 | 2,6 |
| 3,33 | 0,5 | 0,60 | 1,486 | 2,757 | 3,3 | 2,801 | 1,6 |

*Наружный диаметр $d$ = 10 мм; $\sigma_s$ = 20 МПа.

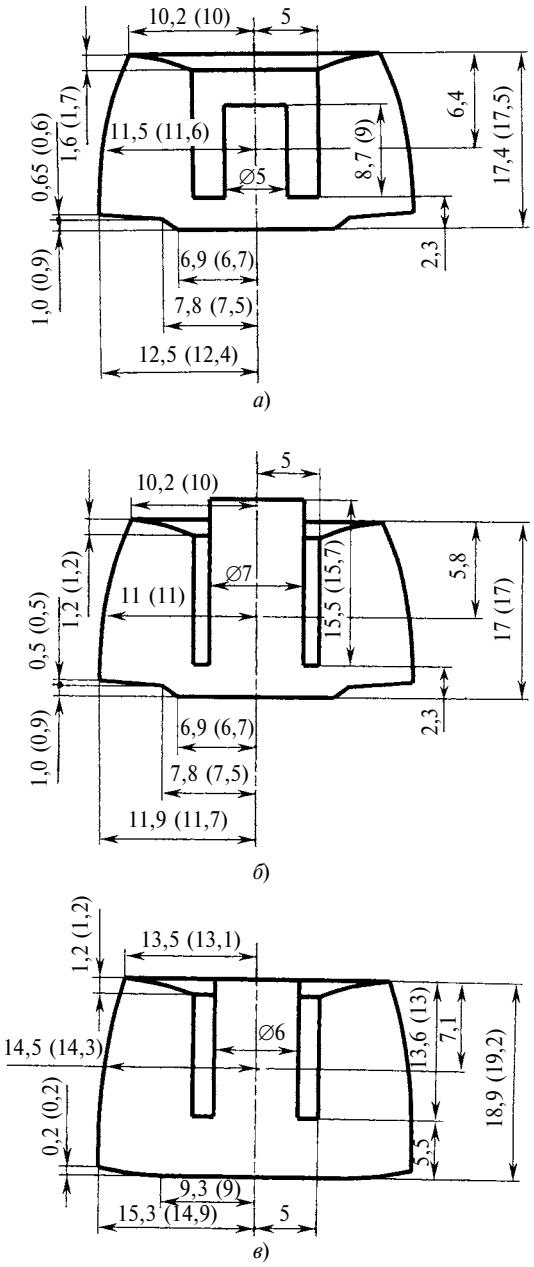



**Рис. 4. Расчетные геометрические параметры прошитых заготовок к примерам 1 (*а*), 2 (*б*), 3 (*в*)** (в скобках указаны экспериментальные значения)

При прошивке полым прошивнем может возникнуть необходимость прогнозирования высоты образующегося центрального стержня. Поскольку анализ не усложнялся достаточно строгим исследованием образования стержня, то приведем введенную в компьютерную программу полуэмпирическую формулу:

$$h_{\text{ст}} = (H_0 - h_{\text{д}})\frac{H}{H_0}\,\frac{r_0}{1{,}35 - r_0}\left(2 - \frac{2{,}1}{R_0}\right). \qquad (15)$$

Формула (15) получена следующим образом. В предположении отсутствия пластических деформаций по всей высоте центральной зоны высота стрежня определяется разностью $H_0 - h_{\text{д}}$. Но так как в расчетной схеме (см. рис. 2) стержень опирается на деформируемую область **3**, то можно принять, что его высота меняется аналогично изменению высоты стенки, которое характеризуется отношением $H/H_0$. Далее следует учесть, что чем меньше радиус отверстия $r_0$, тем труднее образуется стержень; при $r_0 = 0$ высота стержня также будет равна нулю. Это учитывает третий сомножитель формулы (15). Наконец, чем больше $R_0$, тем труднее идет выдавливание металла во внешнюю сторону и тем больше его поступает в полость прошивня, что учитывает последний сомножитель. Коэффициенты 1,35 и 2,1 подобраны для наилучшего соответствия результатам опытов (табл. 7).

Интересно, что при малой толщине дна под стержнем начинает образовываться утяжина (см. рис. 3, *д*, *з*).

Пример 1. Требуется определить геометрию прошитой заготовки с $R_0 = 2{,}04$; $r_0 = 0{,}5$; $H_0 = 3{,}7$; $h_{\text{д}} = 0{,}46$ и сравнить полученные результаты с экспериментальными (см. рис. 3, *а*). Реальная прошивка осуществлялась прошивнем радиусом $r = 5$ мм.

Решение. Для расчета используем приведенную в статье [5, с. 52, 53] компьютерную программу. Для указанных параметров заготовки находим: $h_{\text{вог}} = 0{,}325$; $h_{\text{под}} = 0{,}130$; $r_{\text{п}} = 1{,}564$; $h_{\text{выс}} = 0{,}200$; $r_{\text{хк}} = 1{,}373$; $H = 3{,}470$; $R = 2{,}501$; $h_{\text{с}} = 3{,}010$; $h_{\text{ст}} = 1{,}735$. Для промежуточной толщины дна $h_{\text{д1}} = 2$ находим: $h_{\text{с1}} = 1{,}273$; $R_1 = 2{,}290$. Для перехода к натуральным величинам умножаем найденные относительные значения на $r = 5$ мм. Строим форму прошитой заготовки по рис. 1 из работы [7], центральный стержень — по рис. 2, форму нижнего торца заготовки — по рис. 3, *в* из работы [4]. На рис. 4, *а* приведены результаты построения и экспериментальные данные (в скобках).

Пример 2. Требуется определить геометрию прошитой заготовки с $R_0 = 2{,}04$, $r_0 = 0{,}7$, $H_0 = 3{,}5$,

*Таблица 5*

**Расчетные $h_{\text{вог}}$ и экспериментальные $h_{\text{вог.э}}$ глубины вогнутости при прошивке заготовок из свинца С00**

| | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $R_0$ | 2,04 | 2,04 | 2,04 | 2,04 | 2,36 | 2,55 | 2,60 | 2,70 | 3,06 | 3,18 | 3,33 |
| $r_0$ | 0,0 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,7 | 0,5 | 0,6 | 0,6 | 0,7 | 0,6 | 0,5 |
| $h_{\text{вог}}$ | 0,372 | 0,325 | 0,291 | 0,244 | 0,197 | 0,262 | 0,235 | 0,235 | 0,197 | 0,235 | 0,262 |
| $h_{\text{вог.э}}$ | 0,40 | 0,34 | 0,31 | 0,23 | 0,20 | 0,27 | 0,25 | 0,24 | 0,20 | 0,23 | 0,26 |
| δ, % | 7,6 | 4,5 | 6,4 | 5,8 | 1,5 | 2,9 | 6,3 | 2,0 | 1,5 | 2,2 | 1,0 |

*Таблица 6*

**Сравнение расчетных и экспериментальных формоизменений заготовок из свинца С00, прошитых полым прошивнем ($d$ = 10 мм)**

| $R_0$ | $r_0$ | $H_0$ | $h_д$ | $H$ | $H_э$ | $H/H_0$ | $(H/H_0)_э$ | δ, % | $R$ | $R_э$ | δ, % |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 2,04 | 0,5 | 3,70 | 1,56 | 3,196 | 3,32 | 0,864 | 0,897 | 3,8 | 2,373 | 2,33 | 1,8 |
| 2,04 | 0,5 | 3,70 | 0,46 | 3,470 | 3,50 | 0,938 | 0,946 | 0,9 | 2,501 | 2,47 | 1,3 |
| 2,04 | 0,6 | 3,40 | 1,82 | 3,068 | 3,16 | 0,902 | 0,929 | 3,0 | 2,256 | 2,24 | 0,7 |
| 2,04 | 0,6 | 3,40 | 0,98 | 2,980 | 3,06 | 0,876 | 0,900 | 2,7 | 2,404 | 2,34 | 2,7 |
| 2,04 | 0,6 | 3,40 | 0,36 | 3,404 | 3,30 | 1,001 | 0,971 | 3,0 | 2,421 | 2,40 | 0,8 |
| 2,04 | 0,7 | 3,50 | 2,06 | 3,213 | 3,22 | 0,918 | 0,920 | 0,2 | 2,204 | 2,20 | 0,2 |
| 2,04 | 0,7 | 3,50 | 0,88 | 3,099 | 3,20 | 0,886 | 0,914 | 3,2 | 2,374 | 2,32 | 2,3 |
| 2,04 | 0,7 | 3,50 | 0,46 | 3,409 | 3,40 | 0,974 | 0,971 | 0,3 | 2,374 | 2,33 | 1,9 |
| 2,36 | 0,7 | 4,94 | 2,54 | 4,373 | 4,56 | 0,885 | 0,923 | 4,3 | 2,604 | 2,60 | 0,2 |
| 2,36 | 0,7 | 4,94 | 1,70 | 4,266 | 4,44 | 0,863 | 0,899 | 4,1 | 2,705 | 2,62 | 3,1 |
| 2,55 | 0,5 | 1,70 | 0,20 | 2,353 | 2,28 | 1,384 | 1,341 | 3,1 | 2,656 | 2,70 | 1,6 |
| 2,60 | 0,6 | 2,22 | 1,10 | 2,134 | 2,16 | 0,961 | 0,973 | 1,2 | 2,749 | 2,74 | 0,3 |
| 2,60 | 0,6 | 2,22 | 0,44 | 2,535 | 2,44 | 1,142 | 1,099 | 3,8 | 2,757 | 2,81 | 1,9 |
| 2,70 | 0,6 | 4,20 | 2,44 | 3,856 | 3,90 | 0,918 | 0,929 | 1,2 | 2,899 | 2,85 | 1,7 |
| 2,70 | 0,6 | 4,20 | 1,10 | 3,769 | 3,84 | 0,897 | 0,914 | 1,8 | 3,069 | 2,98 | 2,9 |
| 3,06 | 0,7 | 1,48 | 0,50 | 1,880 | 1,88 | 1,270 | 1,270 | 0,0 | 3,078 | 3,14 | 2,0 |
| 3,18 | 0,6 | 1,70 | 0,50 | 2,106 | 2,02 | 1,239 | 1,188 | 4,1 | 3,219 | 3,26 | 1,3 |
| 3,33 | 0,5 | 2,76 | 1,06 | 2,769 | 2,68 | 1,003 | 0,971 | 3,2 | 3,495 | 3,54 | 1,3 |
| 3,33 | 0,5 | 2,76 | 0,60 | 3,018 | 2,90 | 1,094 | 1,051 | 3,9 | 3,495 | 3,54 | 1,3 |

$h_д$ = 0,46 и сравнить полученные результаты с экспериментальными (см. рис. 3, *в*). Реальная прошивка осуществлялась прошивнем $r$ = 5 мм.

Решение. Используя компьютерную программу [5, с. 52, 53], для указанных параметров находим: $h_{вог}$ = 0,244; $h_{под}$ = 0,108; $r_п$ = 1,564; $h_{выс}$ = 0,202; $r_{хк}$ = 1,373; $H$ = 3,409; $R$ = 2,374; $h_с$ = 2,949; $h_{ст}$ = 3,095. Для промежуточной толщины дна $h_{д1}$ = 2,06 находим: $h_{с1}$ = 1,153; $R_1$ = 2,204. Для перехода к натуральным величинам умножаем найденные относительные значения на $r$ = 5 мм. Строим форму прошитой заготовки по рис. 1 из работы [7], стержень — по рис. 2, форму нижнего торца — по рис. 3, *в* из работы [4]. На рис. 4, *б* приведены результаты построения и экспериментальные данные (в скобках).

Пример 3. Требуется определить геометрию прошитой заготовки с $R_0$ = 2,7, $r_0$ = 0,6, $H_0$ = 4,2, $h_д$ = 1,1 и сравнить полученные результаты с экспериментальными (см. рис. 3, *ж*). Реальная прошивка осуществлялась прошивнем $r$ = 5 мм.

*Таблица 7*

**Расчетные ($h_{ст}$) и экспериментальные ($h_{ст.э}$) относительные высоты центрального стержня при прошивке заготовок из свинца С00 полым прошивнем ($d$ = 10 мм)**

| $R_0$ | $r_0$ | $H_0$ | $h_д$ | $H$ | $h_{ст}$ | $h_{ст.э}$ | δ, % |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 2,04 | 0,5 | 3,70 | 0,46 | 3,470 | 1,735 | 1,80 | 3,8 |
| 2,04 | 0,6 | 3,40 | 0,36 | 3,404 | 2,363 | 2,50 | 5,8 |
| 2,04 | 0,7 | 3,50 | 0,46 | 3,409 | 3,095 | 3,14 | 1,5 |
| 2,36 | 0,7 | 4,94 | 1,70 | 4,266 | 3,345 | 3,46 | 3,4 |
| 2,55 | 0,5 | 1,70 | 0,20 | 2,353 | 1,437 | 1,50 | 4,4 |
| 2,60 | 0,6 | 2,22 | 0,44 | 2,535 | 1,939 | 1,80 | 7,2 |
| 2,70 | 0,6 | 4,20 | 1,10 | 3,769 | 2,720 | 2,60 | 4,4 |
| 3,06 | 0,7 | 1,48 | 0,50 | 1,880 | 1,761 | 1,80 | 2,2 |
| 3,18 | 0,6 | 1,70 | 0,50 | 2,106 | 1,593 | 1,68 | 5,4 |
| 3,33 | 0,5 | 2,76 | 0,60 | 3,018 | 1,903 | 1,80 | 5,4 |

Решение. Используя компьютерную программу [5], для указанных параметров находим: $h_{вог}$ = 0,235; $h_{под}$ = 0,04; $r_п$ = 1,850; $h_{выс}$ = 0; $H$ = 3,769; $R$ = 3,069; $h_с$ = 2,699; $h_{ст}$ = 2,720. Для промежуточной толщины дна $h_{д1}$ = 2,44 находим: $h_{с1}$ = 1,416; $R_1$ = 2,899. Для перехода к натуральным величинам умножаем найденные относительные значения на $r$ = 5 мм. Строим форму прошитой заготовки по рис. 1 из работы [5], стержень — по рис. 2, форму нижнего торца — по рис. 3, *а* из работы [4]. На рис. 4, *в* приведены результаты построения и экспериментальные данные (в скобках).

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ


1. **Воронцов А. Л.** Новый метод решения сложных вариационных задач на примере исследования деформации заготовки при прошивке // Вестник машиностроения. 2011. № 1. С. 73—77.
2. **Воронцов А. Л.** Исследование образования вогнутости верхнего торца заготовки при прошивке // Вестник машиностроения. 2011. № 2. С. 61—64.
3. **Воронцов А. Л.** Исследование уменьшения высоты заготовки при прошивке // Вестник машиностроения. 2011. № 3. С. 61—74.
4. **Воронцов А. Л.** Исследование увеличения высоты заготовки при прошивке // Вестник машиностроения. 2011. № 4. С. 81—83.
5. **Воронцов А. Л.** Примеры определения параметров прошивки // Вестник машиностроения. 2011. № 5. С. 50—59.
6. **Семенов Е. И.** Ковка и объемная штамповка. М.: Высшая школа, 1972. 352 с.
7. **Воронцов А. Л.** Теория малоотходной штамповки. М.: Машиностроение, 2005. 859 с.
8. **Воронцов А. Л.** Технологические задачи теории пластичности. Т. 3. М.: Машиностроение, 2006. 475 с.

УДК 621.778

С. А. ГАВРИЛОВ, А. В. ЩЕДРИН, канд. техн. наук (МГТУ МАМИ),
e-mail: FUEL7@yandex.ru

# Совершенствование технологий применения металлоплакирующего кондиционера в методах комбинированной обработки

Приведены результаты исследований комбинированного редуцирования заготовок из цветных сплавов инструментом с регулярным микрорельефом в условиях применения металлоплакирующего кондиционера, реализующего эффект безызносности Гаркунова-Крагельского. Рассмотрено развитие данного направления путем усовершенствования конструкции обрабатывающего инструмента и схемы обработки.

**Ключевые слова:** комбинированная обработка, эффект безызносности, избирательный перенос, кондиционер металла, цветные сплавы.

The results of studies of combined reduction of non-ferrous alloy blanks by the tool with regular micro-relief in the conditions of application of metal-plating conditioner, realizing the Garkunov-Kragel'sky wear-free effect are presented. The development of this line by improving the tooling design and processing circuitry is considered.

**Keywords:** combined processing, wear-free effect, selective transfer, conditioner of metal, non-ferrous alloys.

Комплексные исследования [1, 2] показали: применение металлоплакирующих смазочных материалов, реализующих эффект безызносности Гаркунова—Крагельского [3], существенно повышает технико-экономические показатели деформирующе-режущей (комбинированной) обработки инструментом с регулярной микрогеометрией рабочей поверхности [4—8]. Аналогично дорнованию (прошиванию) отверстий [9—11] выполнен синтез комбинированного редуцирования (волочения) с противодавлением металлоплакирующих смазочных материалов по канавкам регулярного микрорельефа рабочей поверхности инструмента.

Для анализа применения металлоплакирующих смазочных материалов было изготовлено специальное приспособление (рис. 1) — толстостенный цилиндр *1* с полостью *2* для смазочного материала. В верхней части цилиндра *1* установлена обрабатывающая фильера *3*, рабочие поверхности которой упрочнены регулярным микрорельефом (на рисунке не показан). При проталкивании редуцируемой заготовки *4* через фильеру *3* в полости *2* давление смазочного материала достигает необходимой величины для течения по канавкам рабочей поверхности фильеры *3*, что обеспечивает благоприятный режим трения [10, 11] и существенно снижает адгезионную составляющую

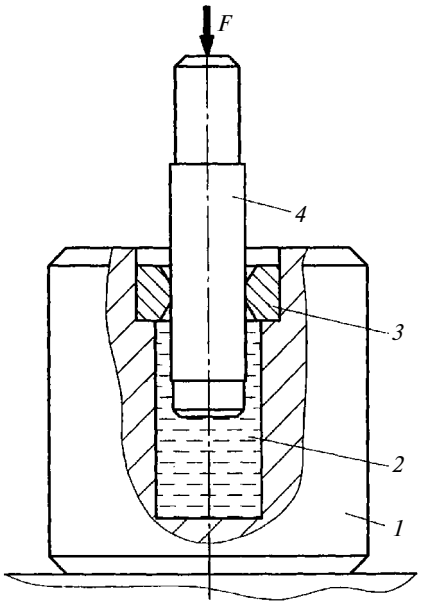



**Рис. 1. Конструкция приспособления для редуцирования в условиях самовозбуждаемого противодавления СОТС**

усилия обработки [9], которая крайне негативно влияет на качество и производительность процесса и снижает стойкость инструмента [6, 7].

В качестве обрабатывающего инструмента использовали деформирующую фильеру из инструментальной стали 9ХС (60 *HRC*) с рабочим каналом диаметром 20,02 мм, углы рабочего и обратного конусов составляли 5°, ширина калибрующей ленты — 5 мм. Рабочие поверхности фильеры упрочняли регулярным микрорельефом в виде однозаходных винтовых канавок радиусом 1,5 мм с шагом 0,5 мм и глубиной 6,5 мкм на участке калибрующей ленты [9]. В качестве экспериментальных заготовок использовали цилиндрические штоки *4* (см. рис. 1) из цветных сплавов: антимагнитной латуни ЛС59-1 АМ (115 *HB*) и термообработанного дюралюминия Д1Т (131 *HB*). Редуцируемую поверхность заготовок длиной 60 мм предварительно обрабатывали точением с точностью диаметрального размера до 0,02 мм и шероховатостью поверхности $Ra_з$ = 0,828÷1,946 мкм. Скорость редуцирования составила 0,05 м/мин, номинальную абсолютную деформацию на диаметр заготовки варьировали от 0,05 до 0,25 мм с интервалом 0,05 мм. В качестве базового смазочного материала применяли минеральное масло И-40 с добавлением антифрикционного металлоплакирующего медьсодержащего кондиционера Валена [12], реализующего эффект безызносности при отсутствии противодавления [1,2].

Силовую динамику редуцирования аналогично предыдущим исследованиям оценивали по удельному усилию $q_д$ обработки, а качество обработки — коэффициентом уточнения по параметру шероховатости поверхности

$K_у(Ra) = \dfrac{Ra_з}{Ra_д}$ [4, 5] ($Ra_з$ и $Ra_д$ —

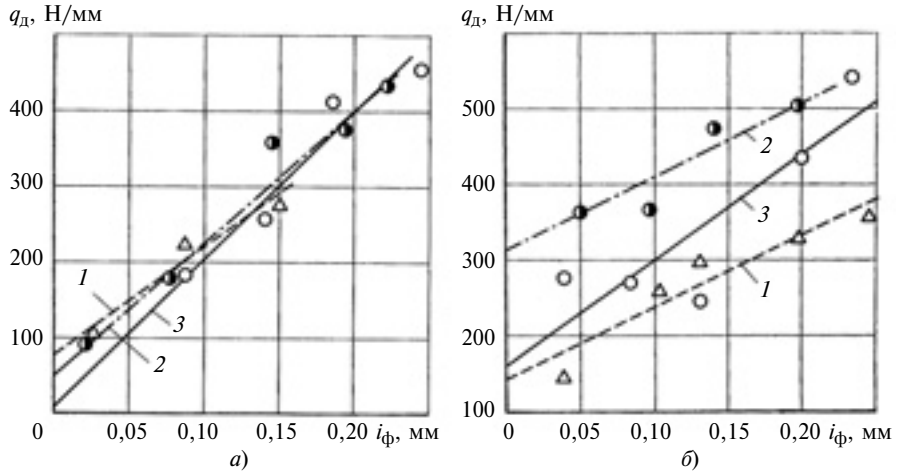



**Рис. 2. Зависимости изменения удельного усилия редуцирования заготовок из дюралюминия Д1Т (*а*) и латуни ЛС59-1 АМ (*б*) от фактической абсолютной деформации, технологии применения смазки и содержании металлоплакирующей присадки:** *1* — обработка без противодавления СОТС; *2* и *3* — обработка с противодавлением СОТС соответственно с концентрацией присадки 10 и 20 %

параметры шероховатости поверхностей соответственно заготовки и детали) и полем рассеяния $\Delta D_д$ диаметра получаемых деталей. Процентное содержание $C$ (по объему) металлоплакирующей присадки Валена составляло 0; 10 и 20 % [1, 2].

На рис. 2, *а* представлены зависимости изменения удельного усилия редуцирования заготовок из дюралюминия Д1Т от фактической абсолютной деформации, технологии применения смазочного материала и содержания металлоплакирующей композиции:

$$\left.\begin{aligned} q_{д0} &= 81{,}135 + 1397{,}29 i_ф; \\ q_{д10} &= 55{,}705 + 1688{,}92 i_ф; \\ q_{д20} &= 16{,}608 + 1880{,}52 i_ф; \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где $q_{д0}$, $q_{д10}$, $q_{д20}$ — усилия обработки, Н/мм, при использовании металлоплакирующей присадки с процентным содержанием соответственно 0; 10 и 20 %.

Анализ полученных результатов (см. рис. 2) и аналитических зависимостей (1) показал, что аналогично работам [10, 11] при содержании присадки $C = 20$ % в зоне фактической абсолютной деформации $i_ф < 0{,}133$ мм можно реализовать самовозбуждаемое в результате противодавления наиболее интенсивное течение металлоплакирующего смазочного материала по канавкам регулярного микрорельефа обрабатывающей фильеры. При этом более благоприятный режим трения в диапазоне абсолютной деформации $i_ф = 0{,}025 \div 0{,}1$ мм уменьшает удельное усилие обработки на 45÷7 %. Как показал параметрический анализ по методике работы [9], в результате применения металлоплакирующего кондиционера ($C = 20$ %) по сравнению с результатами исследований, представленных в работе [10], адгезионную компоненту усилия обработки можно уменьшить в среднем не на 50, а на 70 %.

На рис. 2, *б* представлены зависимости изменения удельного усилия редуцирования заготовок из латуни ЛС59-1 АМ. Вследствие высокой вязкости латуни канавки регулярного микрорельефа рабочей поверхности фильеры частично перекрываются данным материалом, что обусловливает необходимость в дополнительной энергии на раскрытие соответствующих контактных зон. Это приводит к резкому увеличению сил деформирования:

$$\left.\begin{aligned} q_{д0} &= 145{,}29 + 934{,}17 i_ф; \\ q_{д10} &= 314{,}77 + 927{,}16 i_ф; \\ q_{д20} &= 165{,}986 + 1373{,}11 i_ф; \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

На рис. 3 и 4 представлены зависимости изменения исследуемых показателей качества поверхностного слоя изделий от фактической абсолютной деформации, технологии применения смазочного материала и содержания металлоплакирующей присадки, анализ которых показал, что в результате применения металлоплакирующего смазочного материала в режиме противодавления в соответствующих диапазонах значений $i_ф$ можно получить положительный эффект по точности и шероховатости обработанной поверхности. Что же касается реализации эффекта безызносности, то аналогично результатам работы [1] при содержании присадки $C = 20$ % на рабочей поверхности (и на торцах) фильеры образовывалась визуально наблю-

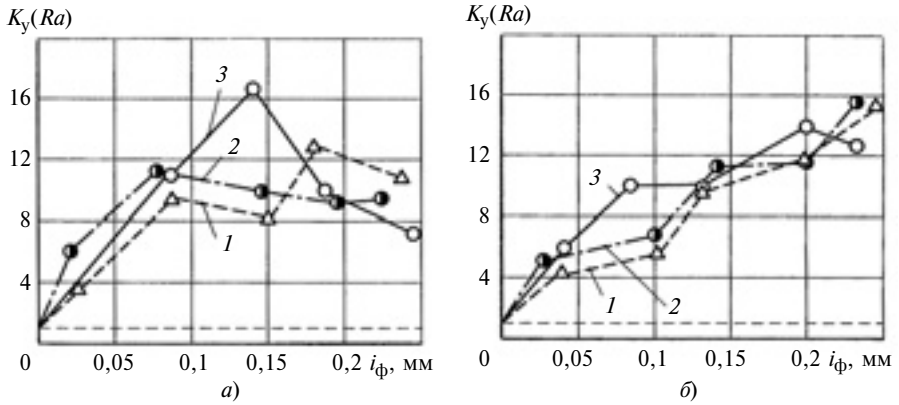



**Рис. 3. Зависимости изменения коэффициента уточнения по параметру шероховатости поверхности деталей из дюралюминия Д1Т (*а*) и латуни ЛС59-1 АМ (*б*) от фактической абсолютной деформации, технологии применения смазочного материала и содержания металлоплакирующей присадки (*1—3* — см. рис. 2)**

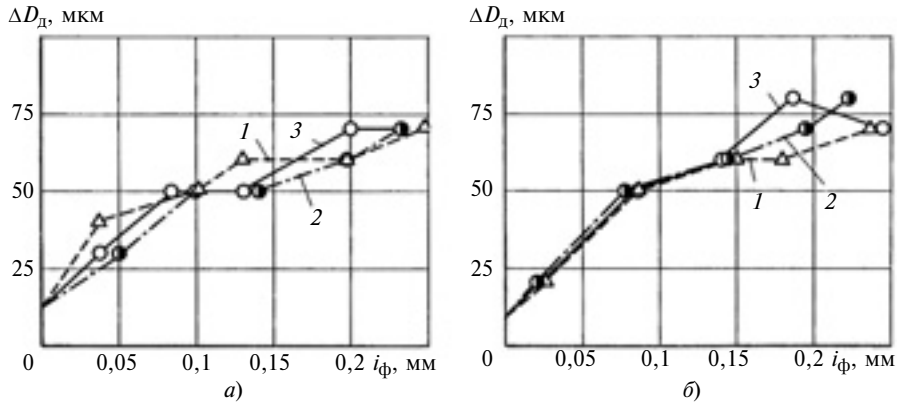



**Рис. 4. Зависимости изменения поля рассеяния диаметра деталей из дюралюминия Д1Т (*а*) и латуни ЛС59-1 АМ (*б*) от фактической абсолютной деформации, технологии применения смазочного материала и содержания металлоплакирующей присадки (*1—3* — см. рис. 2)**

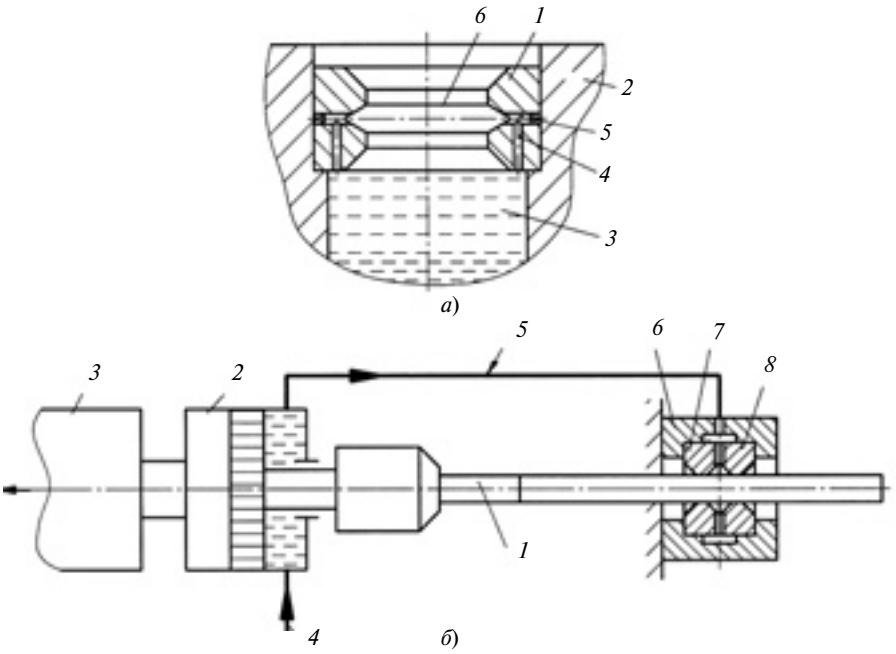



**Рис. 5. Редуцирующий инструмент (*а*) и схема комбинированного волочения с противодавлением металлоплакирующих смазочных материалов (*б*)**

даемая сервовитная пленка меди, обладающая феноменальными трибологическими свойствами [13]. Таким образом, исследования подтвердили, что обработка материалов пластической деформацией может также сопровождаться избирательным переносом.

Из результатов экспериментальных исследований можно сделать вывод: для реализации режима истечения металлоплакирующего смазочного кондиционера при обработке вязких материалов глубина $h_к$ канавок регулярного макро- или микрорельефа рабочей поверхности фильеры должна быть больше суммарной деформации шероховатой поверхности исходной заготовки:

$$h_к > \left(0{,}5 i_ф + 6\left(1 - \frac{1}{K_у(Ra)}\right) Ra_з\right), \quad (3)$$

где $Ra_з$ — параметр шероховатости поверхности заготовки перед редуцированием.

Другие перспективные технические решения представлены на рис. 5. При редуцировании заготовок с противодавлением смазочного материала на приспособлении (см. рис. 1) необходимо применять фильеру, упрочненную регулярным микрорельефом (на рисунке не показан), конструкция которой приведена на рис. 5, *а*. Инструмент *1* запрессован в обойму *2*, имеющую полость *3* для смазочного материала. При герметизации полости *3* заготовкой (на рисунке не показана) под действием нагнетаемого давления смазочный материал по осевым *4* и радиальным *5* каналам надежно поступает в очаг деформации через полость *6* и далее по канавкам регулярного микрорельефа (не показан) выходит наружу, минимизируя трение и износ.

При редуцировании волочением длинномерного профиля *1* (рис. 5, *б*) противодавление смазочного материала создается с помощью гидроцилиндра *2*, закрепленного на каретке *3* волочильного стана. С помощью гидролинии *4* рабочая полость гидроцилиндра *2* предварительно заполняется технологическим смазочным материалом, после чего гидролиния *4* запирается. При движении каретки *3* под действием усилия обработки смазочный материал из рабочей полости гидроцилиндра *2* по гидролинии *5* через клапан давления (не показан) под давлением поступает в инструмент, представляющий собой обойму *6*, в которой установлены фильеры *7* и *8*, рабочие поверхности которых также упрочнены регулярным микрорельефом (не показано). В очаг деформации смазочный материал поступает по радиальным каналам, выполненным на сопрягаемых торцах фильер.

Таким образом, проведенные исследования расширили информационную базу для системного синтеза [9] методов комбинированной обработки инструментами с регулярной микрогеометрией рабочей поверхности в условиях противодавления металлоплакирующих смазочных материалов.

# ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658.5.001.57.009.12

Е. С. ПОСТНИКОВА, канд. техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
e-mail: postnikova.el@yandex.ru

## Моделирование процесса выбора конкурентоспособной технологии промышленного производства

Рассматривается управление конкурентоспособностью предприятия в условиях перехода к насыщенному рынку, этапы выбора стратегически ориентированной технологии, как ключевого звена.

**Ключевые слова:** предприятие, конкурентоспособность, управление, технология, категорийно-понятийная структура.

The management of the enterprise competitiveness in the conditions of transition to a saturated market, and also the stages of choosing of a strategically oriented technology as the key link are considered.

**Keywords:** enterprise, competitiveness, management, technology, category-conceptual structure.

Сегодня проблема повышения конкурентоспособности является центральной в политике государств, так как глобализация экономики существенно усилила конкуренцию. При этом задача повышения конкурентоспособности важна на всех уровнях: по выпускаемой продукции, предприятия, отрасли, регионов и страны в целом.

Если в 70-е годы поиски в управлении конкурентоспособностью основывались на неоклассической парадигме маркетинга, ярким представителем которой является Ф. Котлер, и предприятие рассматривало свои рыночные проблемы изнутри, отводя конкуренции и внешней среде второстепенную роль [1], то на современном этапе создание конкурентных преимуществ становится стратегическим направлением деятельности государства и его органов в области обеспечения конкурентоспособности национальной экономики [2].

Основным звеном экономики сегодня является предприятие, эффективная деятельность кото-

*(Окончание статьи. Начало см. на стр. 75)*

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Расширение** возможностей комбинированного волочения инструментом с регулярной микрогеометрией путем применения металлоплакирующих присадок / А. В. Щедрин, А. А. Бекаев, Д. Н. Гаркунов и др. // Вестник машиностроения. 2011. № 4. С. 69—72.

2. **Влияние** металлоплакирующей присадки Валена на показатели комбинированной обработки / М. А. Зинин, С. А. Гаврилов, А. В. Щедрин, Д. Н. Гаркунов // Вестник машиностроения. 2011. № 9. С. 77—80.

3. **Гаркунов Д. Н., Крагельский И. В.** Эффект избирательного переноса при трении (эффект безызносности) // Открытия в СССР 1957—1967 гг. М.: ЦНИИПИ, 1968. С. 52, 53.

4. **Щедрин А. В., Ульянов В. В., Чихачёва Н. Ю.** Повышение эффективности комбинированного протягивания отверстий на основе регуляризации микрогеометрии поверхности деформирующих элементов // Вестник машиностроения. 2009. № 9. С. 57—60.

5. **Щедрин А. В., Скоромнов В. М.** Повышение эффективности комбинированного волочения за счет регуляризации микрогеометрии рабочей поверхности инструмента // Вестник машиностроения. 2006. № 11. С. 58—60.

6. **Таненгольц А. Б., Щедрин А. В.** Совершенствование характеристик инструмента для деформирующе-выглаживающего прошивания отверстий // Машиностроитель. 2002. № 11. С. 20—23.

7. **Щедрин А. В., Агапов В. А., Морозова Н. В.** Прошивание прецизионных отверстий в неравножестких заготовках // Стин. 1996. № 10. С. 28—30.

8. **Щедрин А. В.** Приспособление для редуцирования нежестких штоков // Стин. 1998. № 6. С. 34—35.

9. **Трибология** как фундаментальная основа системного проектирования конкурентоспособных технологических объектов / А. В. Щедрин, В. В. Ульянов, Н. Ю. Чихачёва и др. // Ремонт, восстановление, модернизация. 2009. № 4. С. 15—20.

10. **Щедрин А. В., Ульянов В. В., Скоромнов В. М.** Совершенствование технологии применения смазывающе-охлаждающих технологических сред в комбинированных методах обработки проката // Вестник машиностроения. 2006. № 10. С. 51—52.

11. **Щедрин А. В., Ульянов В. В.** Комплексное исследование эффективности комбинированного прошивания отверстий с противодавлением технологической смазки // Машиностроитель. 2008. № 2. С. 31—33.

12. **Пат. № 2277579 Рос. Федерации:** МПК[7] C10M141/06. Металлосодержащая маслорастворимая композиция для смазочных материалов.

13. **Гаркунов Д. Н.** Триботехника (износ и безызносность). М.: МСХА, 2001. 616 с.

рого в конечном счете определяется способностью производить конкурентоспособную продукцию, а в условиях перехода к насыщенному рынку — также скоростью и точностью реакции на изменение внешней среды. Для успешной конкурентной борьбы требуется своевременно обновлять технологии и технологическое оборудование, изучать внутренний и внешний рынок, вести маркетинговые исследования, понимать свои возможности, выявлять слабые стороны и уязвимые места конкурентов, а также оказывать управляющие воздействия на собственную конкурентоспособность и определять ее основные направления.

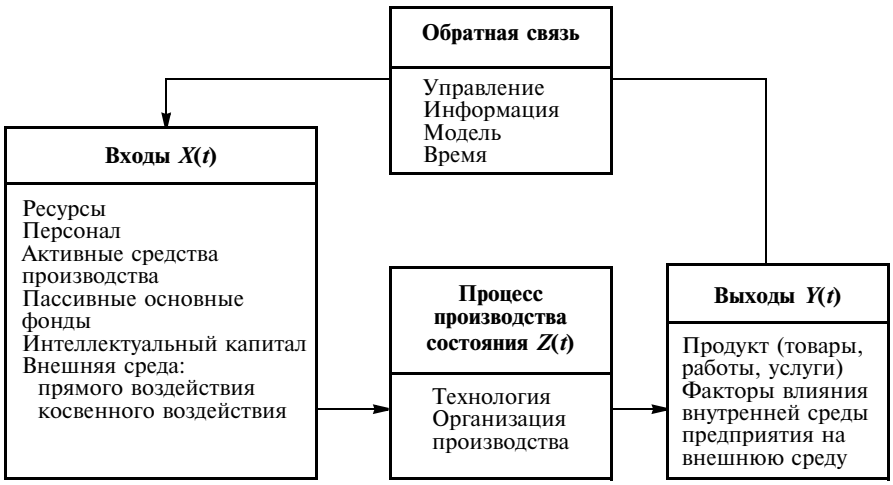



**Рис. 1. Категорийно-понятийная структура системы управления промышленным предприятием**

### Категорийно-понятийная структура системы управления промышленным предприятием

Управление конкурентоспособностью предприятия должно быть встроено в систему его стратегического управления с тем, чтобы факторы, действующие в системе управления предприятия, оказывали влияние на его конкурентоспособность [3]. Для систематизации и анализа этих факторов предлагается использовать категорийно-понятийную структуру [4, 5] системы управления промышленным предприятием (рис. 1).

Входы системы определяются параметрами проблем и задач, решаемых в процессе управления. Для рассматриваемой проблемы управления конкурентоспособностью предприятия они могут быть представлены информацией о ресурсах, персонале, активных средствах производства, пассивных основных фондах, интеллектуальном капитале, внешней среде прямого и косвенного воздействия [6, 7].

Входные данные по ресурсам могут определяться составом ресурсов и требованиями к ним. Персонал может быть представлен составом, квалификацией, уровнем знаний и инновационностью мышления (уровнем творческого потенциала), уровнем культуры труда (степенью ответственности за труд). Входная информация по активным средствам производства включает в себя данные о составе наличных средств производства, их функциональных и технических возможностях и фактическом состоянии, а также данные о составе и характеристиках оборудования, необходимого для реализации различных вариантов технологий. Пассивные фонды, создающие условия для осуществления производственной деятельности, характеризуются составом, требованиями технологий и организации производственного процесса и их фактическим состоянием. Объекты интеллектуальной собственности определяют потребность предприятия в приобретении необходимых прав на производство инновационного продукта, обладающего всеми необходимыми конкурентными преимуществами, на использование прогрессивной технологии производства, информационной или организационно-управленческой технологии.

Внешнюю среду прямого воздействия, как правило, представляют контрагентами рынка, на котором работает предприятие: конкурентами, поставщиками, потребителями, государством, профсоюзами, финансово-кредитными организациями и др. Таким образом, информация о товарах — заменителях и технологиях, используемых конкурентами в своей деятельности, о доступности ресурсов и условиях их поставок, о требованиях потребителей к продукту и их предпочтениях при принятии решения о покупке, нормативные требования (например, по экологии и безопасности продукции и производства), а также законодательные ограничения [8], информация о доступности объектов интеллектуальной собственности и инновационных разработок, о доступности кредитов — все это составляет совокупность элементов входа в систему.

Внешняя среда косвенного воздействия складывается из международного окружения, научно-технического прогресса, политических и социокультурных факторов, состояния экономики. Характеристики этих элементов формируют данный вход в систему управления предприятием.

Выходы системы составляют: продукт (товары и услуги, их комбинации) и факторы влияния предприятия на внешнюю среду. Например, достижение предприятием лидирующего положения на рынке, возникновение монополистической конкуренции, формирование устойчивых предпоч-

тений потребителей продукции предприятия приведет к перераспределению конкуренции, а продажа предприятием лицензий на производство своего продукта другим предприятиям продлит его жизненный цикл и может расширить рынок сбыта. Экологические характеристики продукта определяют требования к его утилизации и воздействуют на внешнюю среду.

### Технология производства — ключевое звено конкурентоспособности промышленного предприятия

Анализ категорийно-понятийной структуры системы управления промышленным предприятием позволяет сделать вывод, что именно технология является ключевым звеном конкурентоспособности. Технология производства, определяющая состояние процесса производства, устанавливает определенные требования к ресурсам, персоналу, оборудованию, инструменту и другим средствам производства, а также необходимость привлечения объектов интеллектуальной собственности и инвестиций для обеспечения этих требований, следовательно, она должна выбираться с учетом возможностей предприятия по этим направлениям.

Кроме того, технология должна обеспечивать производство продукта, соответствующего потребностям общества и интересам конкретных потребителей с учетом нормативных и законодательных ограничений относительно и продукта, и его производства, а также продукта, обладающего конкурентными преимуществами по сравнению с товарами-заменителями. То есть технология должна стать инструментом реализации стратегии предприятия. Выбор технологии должен осуществляться с учетом результатов сравнения ее с технологиями конкурентов, при этом следует обеспечивать возможности не хуже, чем у конкурентов. Если все доступные предприятию варианты технологий не позволяют достичь такого результата, необходимо откорректировать или изменить стратегию.

Реальная стратегия предприятия состоит не только из направленных (запланированных) действий, но и из реакции на непредвиденные обстоятельства [2]. Поэтому технология, как инструмент реализации стратегии предприятия, должна обеспечивать быстрое реагирование на изменение рынка и его потребностей и выбираться в соответствии с показателями, характеризующими ее гибкость. В качестве показателей гибкости технологии предлагается использовать: диапазон варьирования продуктов (товаров, работ, услуг), которые могут быть произведены с использованием технологии; диапазон варьирования объемов выпуска и скорость наращивания объемов до объема спроса; продолжительность перехода на выпуск нового продукта.

Для самого предприятия производство с использованием той или иной технологии должно быть выгодным, т. е. необходимо решать задачи по оптимизации входов, выходов и характеристик самого процесса (технологии и организации). Для этого в системе существует обратная связь. Кроме того, обратная связь характеризует различную информацию, поступающую из внешней среды и определяющую необходимость или потребность изменения входов системы и параметров процесса по внешним причинам. Поступление информации обратной связи может обусловливаться некачественным решением, необходимостью его доработки или уточнения, дополнительными требованиями потребителей, появлением нововведений, ноу-хау и другими факторами [3].

### Этапы выбора оптимального варианта конкурентоспособной технологии

Чтобы определить оптимальный вариант конкурентоспособной технологии из множества возможных альтернативных вариантов, предлагается анализировать эти варианты в несколько этапов.

1. Оценить "качество" каждого варианта технологии по показателям гибкости производства и реагирования на изменения внешней среды, для этого можно использовать, например, балльный метод.

2. Для сужения поля исследования множество альтернативных вариантов проверить на соответствие ограничений по качественным признакам. К таким ограничениям относятся: соответствие анализируемого варианта уровню технологии конкурентов или превышение этого уровня и соответствие как технологии, так и выходного продукта законодательным и нормативным требованиям (например, требованиям экологии и безопасности). Варианты технологий, удовлетворяющие этим ограничениям, составят множество рациональных вариантов по качественным признакам.

3. Рассчитать затраты предприятия на реализацию каждого варианта технологии из множества рациональных (по качественным признакам).

Стремясь обеспечить конкурентоспособность технологии, предприятие вынуждено проводить изменения во всей системе управления согласно алгоритму, представленному на рис. 2. Формирование ресурсов, персонала, средств производства, интеллектуального капитала и прочих факторов производства подчиняется стратегическим задачам технологии. Поэтому может потребоваться изменение парка технологического оборудования и в соответствии с ним инструмента и технологического оснащения.

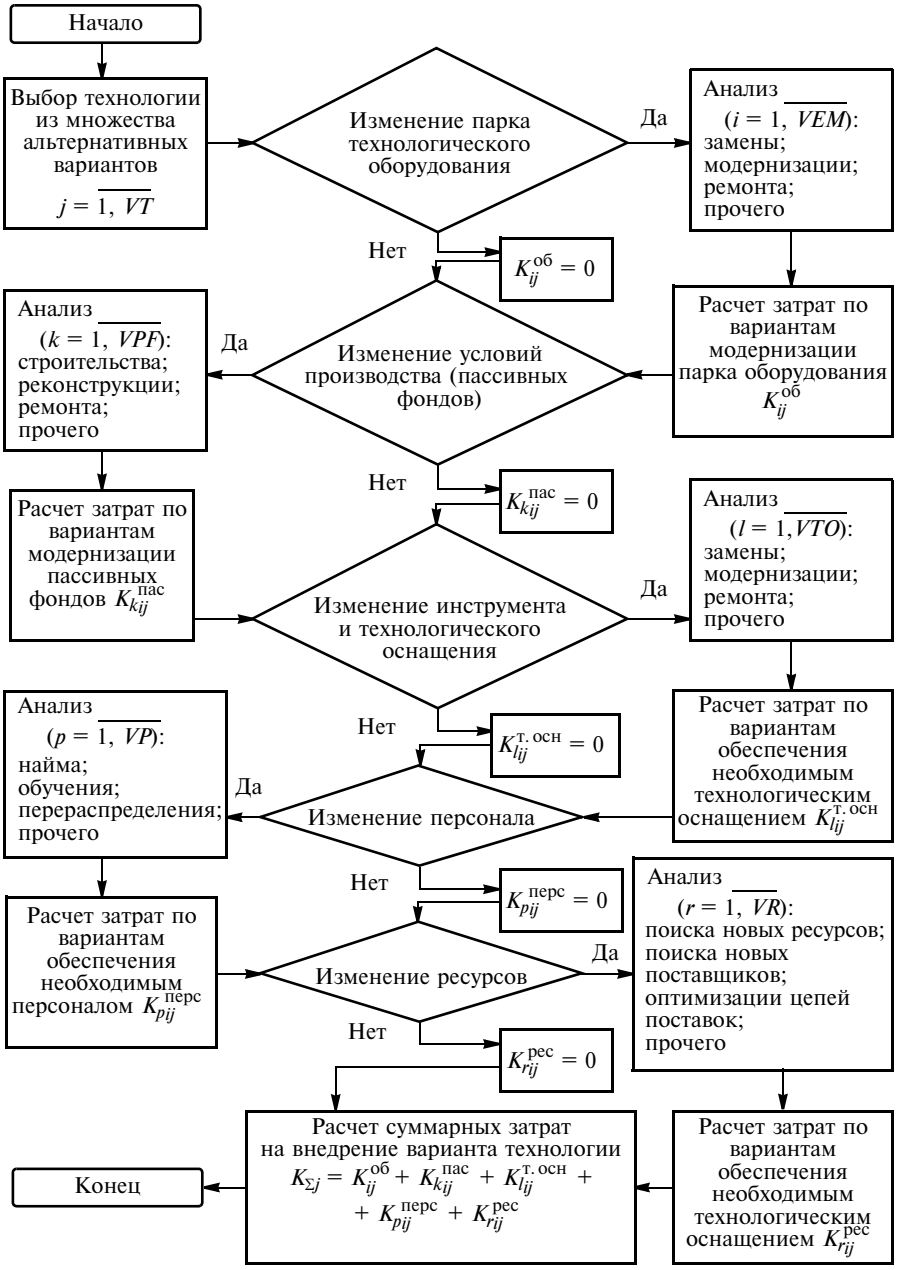



**Рис. 2. Алгоритм определения затрат на реализацию технологии**

При этом изменения могут предусматривать различные способы: замену, модернизацию, ремонт и пр. Осуществление каждого процесса потребует от предприятия разных затрат. Изменение активных основных фондов может повлечь за собой необходимость в изменении пассивной части основных фондов путем строительства новых производственных площадей, сооружений и коммуникаций, их реконструкции или ремонта, а также другими способами с соответствующим вложением средств в эти процессы. Кроме того, в ходе анализа технологии может быть выявлена потребность в изменении структуры, квалификации, мотивации персонала в результате найма новых сотрудников, обучения, перераспределения персонала, разработки новых систем мотивации и др. Состав ресурсов определяется требованиями технологии и технологического оборудования. Процесс оптимизации затрат на приобретение ресурсов может предусматривать поиск новых поставщиков, оптимизацию цепей поставок и прочие логистические процессы.

Анализируя возможные пути изменения в системе управления, в соответствии с требованиями технологий с экономической точки зрения для каждого варианта технологии целесообразно выполнить расчет суммарных затрат на его реализацию: $K_{\Sigma j} = K_{ij}^{об} + K_{kij}^{пас} + K_{lij}^{т.осн} + K_{pij}^{перс} + K_{rij}^{рес}$, где $K_{ij}^{об}$, $K_{kij}^{пас}$, $K_{lij}^{т.осн}$, $K_{pij}^{перс}$, $K_{rij}^{рес}$ — затраты на $j$-й вариант технологии, соответственно на изменение парка технологического оборудования, условий производства (пассивных фондов), технологического оснащения, персонала, ресурсов.

Учет затрат, возникающих в результате реализации новой технологии, необходим для подбора наиболее экономичных вариантов технического перевооружения и реконструкции производства, изменения схем поставок, оптимизации персонала и пр.

4. Так как отечественная промышленность сегодня не имеет достаточных ресурсов для переоснащения своих производств, внедрения прогрессивных технологий и освоения продукции, следует оценить варианты технологий из множества рациональных (по качественным признакам) на соответствие экономическим ограничениям, к которым можно отнести финансово-кредитные возможности предприятия. При анализе также следует учитывать законодательные и нормативные ограничения экономического характера, например регулирование цен. Варианты технологий, удовлетворяющие рассмотренным ограничениям, и составят множество рациональных вариантов.

5. Допуская, что множество рациональных вариантов не является пустым множеством, провести отбор вариантов техноло-

УДК 65.011

И. В. ЕРШОВА, д-р экон. наук, А. В. КЛЮЕВ (УрФУ им. Б. Н. Ельцина, г. Екаринбург), e-mail: eltcha@mail.ru

# Организационные и методические аспекты внедрения бережливого производства на машиностроительных предприятиях

Рассмотрены особенности внедрения бережливого производства на российских предприятиях, предложен метод обоснования результатов по внедрению данного подхода.

**Ключевые слова:** бережливое производство, незавершенное производство, себестоимость, продолжительность цикла.

The features of economical production embedding at Russian enteiprises are considered; the method of results vindication on the implementation of this approach is proposed.

**Keywords:** economical production, work-in-process, prime cost, cycle time.

Бережливое производство — особый подход к организации производства, основанный на систематическом выявлении потерь — затрат ресурсов без создания ценности, и поиска путей их устранения [1—4]. Основателем данного направления является Тайити Оно [5], создавший в середине прошлого столетия производственную систему компании Toyota Motor Corporation, которая и сегодня несмотря на кризис продолжает сохранять лидирующие позиции на мировом рынке. Опубликованная в 1986 г. и переведенная на 20 языков работа Масааки Имаи [4] способствовала распространению идей бережливого производства (БП) во всем мире.

Десятилетняя практика внедрения БП в России показала, что, несмотря на открытость и доступность данного подхода, его внедрение на постоянной основе на конкретном предприятии — сложная задача. Эксперты отмечают, что объяснить работу отдельных инструментов БП несложно, трудно добиться того, чтобы их применение стало неотъемлемой частью повседневной работы. Вероятно, это связано с тем, что российские менеджеры не всегда правильно понимают суть БП. Ее простое и доступное описание поможет приблизиться к правильному пониманию данного подхода и определить наилучший способ его интеграции в конкретное производство.

Большинство специалистов, изучающих БП, в основном занимаются освоением отдельных систем и инструментов БП. К ним относятся: 5С-упорядочение, визуальное управление, стандартизированная работа, система подачи предложений сотрудниками, кружки качества, TQM, JIT, андон, канбан, быстрая переналадка и др. Они просты в освоении и применении на практике, что привлекает производственников, решающих исключительно практические задачи. Однако эксперты отмечают, что БП выходит за рамки совокупности систем и инструментов. По их мнению, в основе данного подхода лежит некая философия или руководящая идея, которая определяет содержание всех остальных элементов. Следовательно, ее правильное понимание определяет успешное внедрение всего подхода. Однако общепринятое описание этого ключевого элемента отсутствует. В результате, при внедрении БП на предприятиях данный

*(Окончание статьи. Начало см. на стр. 78)*

гий, удовлетворяющих ограничениям, по критерию минимальных удельных суммарных затрат на реализацию варианта технологии: $K_{\text{уд.}j} = \dfrac{K_{\Sigma j}}{B_{\Sigma j}} \to \min$, который предполагает, что будут иметь место минимальные затраты на реализацию $j$-го варианта новой технологии при максимальном удовлетворении технологических требований, гибкости реагирования на изменения рынка и его потребностей.

6. Выбор оптимального варианта технологии, обеспечивающей конкурентоспособность предприятия, с целью минимизации заемных средств должен осуществляться с учетом минимизации дополнительно привлеченных финансовых ресурсов: $\Delta K_{\text{заем}} \to \min$.

Составляющие системы управления предприятием взаимосвязаны и их показатели могут влиять друг на друга. Изучение этих связей и зависимостей при выборе конкурентоспособной технологии необходимо для формирования оптимальной стратегии.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Абрамов В. Л.** Маркетинговое управление конкурентоспособностью экономических систем // Маркетинг в России и за рубежом. 2005. № 5. С. 100—107.

2. **Чайникова Л. Н., Чайников В. Н.** Конкурентоспособность предприятия. Тамбов: Тамбовский ГТУ, 2007. 192 с.

3. **Клейнер Г. Б.** Стратегия предприятия. М.: Дело АНХ, 2008. 568 с.

4. **Рекс Л. М.** Системные исследования мелиоративных процессов и систем. М.: Аслан, 1995. 192 с.

5. **Винер Н.** Кибернетика, или управление и связь в животном и машине. / Пер. с англ. И. В. Соловьева, Г. Н. Поварова; под ред. Г. Н. Поварова. М.: Наука, 1983. 344 с.

6. **Азоев Г. Л., Челенков А. П.** Конкурентные преимущества фирмы. М.: ОАО "Типография "Новости" 2000. 256 с.

7. **Мазилкина Е. И., Паничкина Г. Г.** Управление конкурентоспособностью. М.: Омега-Л, 2007. 325 с.

8. **Фатхутдинов Р. А.** Управление конкурентоспособностью организации. М.: Эксмо, 2005. 544 с.

элемент остается без внимания, а весь подход воспринимается только как набор систем и инструментов.

Глубокому погружению в практический аспект БП способствуют известные работы, в частности Джеймса Вумека и Дэниеля Джонса [1], которые делают особый акцент на краткосрочные выгоды от внедрения инструментов БП. Их книга изобилует подобными рекомендациями: "Если в результате ваших управленческих усилий время разработки товара не уменьшается в 2 раза, срок обработки заказа не сокращается на 3/4, а период физической обработки не удается уменьшить на 90 %, вы явно где-то ошиблись". Демонстрация конкретных достижений привлекает внимание, однако она не несет практической ценности, поскольку не содержит описания того, какие действия привели к такому результату и какая руководящая идея лежала в их основе.

Чтобы разобраться в сути БП, обратимся к наиболее авторитетным специалистам в этой области. Тайити Оно отмечал [4], что появление Toyota Production System было вызвано объективной необходимостью отвечать новым условиям рынка, требующего производства широкой номенклатуры моделей небольшими партиями взамен производства одного вида продукта в больших объемах. Концепция его системы заключается в повышении эффективности производства путем тщательного и последовательного исключения потерь. Эта концепция вместе с идеей уважения к человеку лежат в основе созданной им системы. Масааки Имаи отмечает [3], что стратегия кайдзен — непрерывный процесс совершенствования — ключ к повышению конкурентоспособности предприятий на мировом рынке в ужесточившихся экономических условиях после нефтяного кризиса 70-х гг. В основе этой стратегии лежит идея: человек — главная ценность и высшее достояние любой организации, стремящейся как можно дольше сохранять на рынке высокую конкурентоспособность. Отношения менеджмента с персоналом должны основываться на уважении. Необходимо создавать благоприятные условий для творчества, использовать механизм достойного вознаграждения за достижения. Только в этом случае можно рассчитывать на долгосрочное процветание предприятия. Джеффри Лайкер отмечает, что БП начинается с исполнения обязанностей перед потребителями, сотрудниками и обществом. Именно ответственность за свою работу порождает сильнейшее стремление к достижению наивысшего качества путем постоянного обучения сотрудников и совершенствования процессов [2]. Кроме того, он делает особый акцент на том, что все усилия менеджмента, в конечном счете, должны быть направлены не на извлечение прибыли из бизнеса, хотя это тоже важно, а на выживание предприятия в долгосрочной перспективе. К руководящим идеям вышеуказанных авторов прилагается набор принципов, следовать которым необходимо для претворения данных идей в жизнь; у Джеффри Лайкера их четырнадцать, у Масааки Имаи — шесть, у Тайти Оно — два, но всех их объединяет общая структура (рис. 1).

Таким образом, можно вывести единую руководящую идею. В рамках БП конкретное предприятие воспринимается как универсальная площадка для удовлетворения интересов всех зависимых от его работы сторон. Во-первых, потребители должны получать качественную продукцию в том объеме и с тем ассортиментом, которые требуются, и в то время, когда это действительно надо.

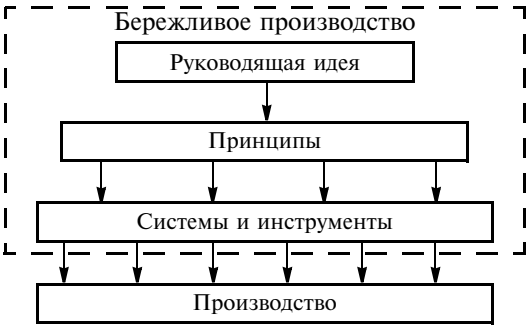



**Рис. 1. Структура бережливого производства**

Во-вторых, сотрудники предприятия должны иметь стабильные рабочие места, обеспечивающие благоприятные условия труда, возможность профессионального роста и получать достойное вознаграждение за свою работу. Поскольку каждое предприятие работает не изолировано, а в непрерывно ужесточающихся условиях внешней среды: постоянно меняющиеся потребности клиентов, рост возможностей конкурентов и т. д., оно вынуждено постоянно заботиться о своей конкурентоспособности, а точнее о своем выживании. Решение этой задачи целиком зависит от возможностей менеджмента оперативно приспосабливать производство к изменениям с учетом интересов всех заинтересованных сторон. Данная цель достигается путем глубокого изменения производства посредством использования конкретных систем и инструментов, подчиненных определенному набору принципов — базовых правил, соблюдение которых и позволяет двигаться в правильном направлении. Данная структура не случайно созвучна со стратегическим менеджментом (цель—стратегия—задачи). БП ориентирует предприятие на эффективную работу в долгосрочной перспективе, но только в том случае, если удается переориентировать мышление работников с узкотехнологических задач на понимание производственных, экономических и финансовых взаимосвязей.

В настоящее время в Уральском федеральном университете запущен проект "Бережливое производство в управлении ресурсами и результатами промышленного предприятия", который наряду с традиционными методами изучения основных инструментов БП на промышленных предприятиях направлен на формирование комплексного экономического мышления.

Важное место отводится пониманию экономической и финансовой модели предприятия, логических схем взаимосвязей производственных и финансовых процессов, оценке результата от внедрения мероприятий, выявлению проблем и приоритетных резервов снижения затрат.

Нередко внедрение БП сдерживается отсутствием простой методики, позволяющей переводить количественные производственные, в частности временны́е, результаты, в более понятные финансово-экономические единицы, так как основными критериальными показателями являются сроки выполнения заказов. При этом несмотря на малую затратность мероприятий по внедрению БП возможен рост себестоимости продукции. Поэтому был разработан метод оценки эффективности мероприятий по БП не столько с позиции снижения затрат на

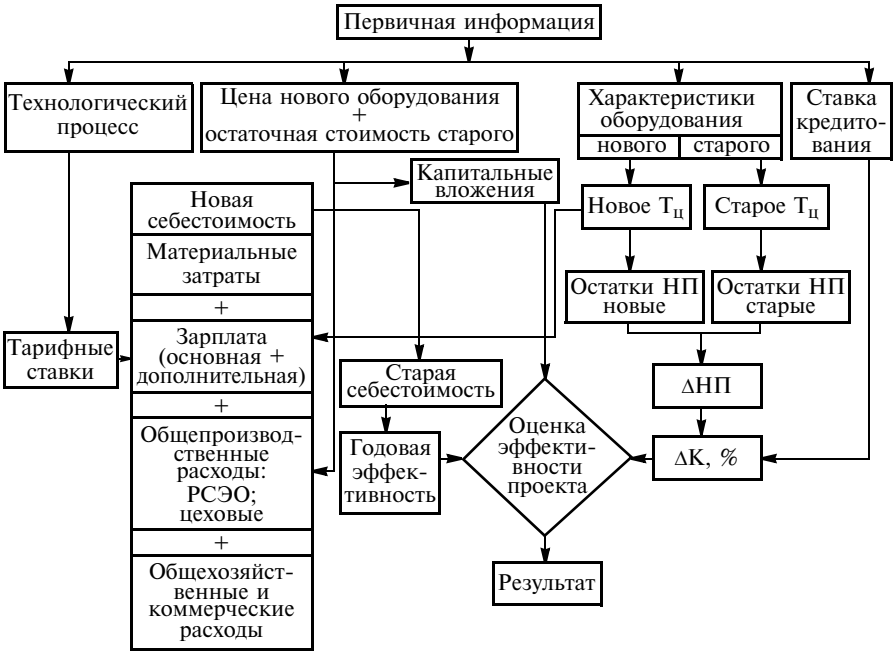



**Рис. 2. Схема расчета эффективности мероприятий по внедрению БП**

производство или увеличения цены выпускаемой продукции вследствие роста качества, сколько с позиции снижения затрат времени на изготовление единицы продукции. Следовательно, основной результат — экономия ресурсов, а не сокращение затрат, и в первую очередь — сокращение остатков незавершенного производства, что позволяет экономить на кредитовании, вкладывать высвободившиеся денежные средства в альтернативные мероприятия (рис. 2).

Объем незавершенного производства в стоимостном выражении для серийного производства, планируемый при разработке производственной программы, рассчитывается по формуле

$$НП = Т_ц С_{тп} К_{н.з}/Ф. \quad (1)$$

Здесь $Т_ц$ — продолжительность производственного цикла партии выпускаемой продукции (ПВП) в днях; $С_{тп}$ — себестоимость ПВП; $К_{н.з} = (1 + \gamma)/2$ — коэффициент нарастания затрат, где $\gamma$ — удельный вес материальных затрат в полной себестоимости продукции; Ф — действительный фонд времени работы в днях.

Эффективность от снижения остатков незавершенного производства выражается формулой $Э = \Delta НП \cdot Б_{п.з}$, где ΔНП — изменение остатков незавершенного производства; $Б_{п.з}$ — банковский процент.

Если с точки зрения изменения себестоимости выпускаемой продукции проект не эффективен, то по предлагаемому методу проект будет эффективен при выполнении условия: $\Delta НП_п Д_{а.п} > (С_{пл} - С_б)V_п$, где $\Delta НП_п$ — изменение остатков незавершенного производства за время, равное продолжительности производственного цикла ПВП; $Д_{а.п}$ — годовая доходность альтернативного проекта; $С_{пл}$ и $С_б$ — плановая и базовая себестоимости изделия; $V_п$ — объем партии; $Т_{ц.п}$ — время изготовления партии. В расчете незавершенного производства возможны варианты с учетом типа и условий конкретного производства. Предлагаемые формулы используют для серийного производства.

Приведем пример расчета эффективности переоснащения производственного участка станками с ЧПУ (табл. 1).

При расчете себестоимости изготовления одной детали использовали неоткорректированные фактические данные — не учитывалось возможное изменение себестоимости изготовления детали, так как доводку технологического процесса осуществляли непосредственно операторы на рабочих местах. Учитывались реальные данные по отчислениям на амортизацию оборудования. Результаты расчетов приведены в табл. 2.

Анализ полученных данных показал, что внедрение мероприятия по БП не снизило себестоимость изделия, а увеличило. Для оценки эффективности мероприятия используем предложенный метод.

Сокращение производственного цикла в 10 раз снижает запасы незавершенного производства.

Рассчитаем остатки НП при программе выпуска — 100 штоков в месяц без учета продолжительности цикла:

*для универсальных станков:*

время обработки партии 415,8 мин (0,8663 дня);

время межоперационных простоев при обработке на 6 универсальных станках по базовому варианту — одна смена на станок при двухсменном режиме работы, составляет 2,5 дня;

*Таблица 1*

**Результаты расчетов технологических процессов изготовления штока**

| Универсальные станки (старая технология) | | | Станки с ЧПУ (новая технология) | |
|---|---|---|---|---|
| Операция (номер) | Время, мин | Стоимость, руб. | Время, мин | Стоимость, руб. |
| Токарная (305)<br>Токарная (310)<br>Фрезерование (315) | 184,8<br>154<br>77 | 126,28<br>205,23<br>52,62 | 40 | 284,13 |
| Итого | 415,8 | 284,13 | 40 | 284,13 |

*Таблица 2*

**Результаты расчета себестоимости одного штока, руб.**

| Статья расходов | Универсальные станки | Станки с ЧПУ |
|---|---|---|
| Материальные затраты | 208,75 | 208,75 |
| Заработная плата | 284,13 | 284,13 |
| Амортизационные отчисления | 0 | 172,27 |
| Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования | 84,33 | 57,74 |
| Электроэнергия | 36,79 | 7,99 |
| Итого | 614,00 | 730,88 |

# ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 629.017

Г. И. МАМИТИ, д-р техн. наук, С. Х. ПЛИЕВ, канд. техн. наук (ФГОУ ВПО "Горский ГАУ", г. Владикавказ), e-mail: avtofak.ggau@yandex.ru

## Устойчивость трицикла с наклоняющимся кузовом

Получены формулы для расчета критических скоростей трицикла с наклоняющимся кузовом и максимального угла его наклона.

**Ключевые слова:** трицикл, критическая скорость, устойчивость, опрокидывание, занос.

The formulae for calculation critical speeds of a tricycle with tilting truck body and maximal angle of its inclination have been obtained.

**Keywords:** tricycle, critical speed, steadiness, turnover, skid.

Конструктивная схема трицикла с наклоняющимся кузовом, востребованная в последнее время, обеспечивает его максимально возможную устойчивость к опрокидыванию на повороте, проходимом с высокой скоростью. Эта схема позволяет осуществлять безопасное прямолинейное движение по неровной поверхности, что особенно важно в условиях горной местности.

Рассмотрим устойчивость трицикла с передним управляемым колесом и наклоняющимся в сторону поворота кузовом. В случае бокового увода центр поворота смещается из точки $O$ в точку $O'$ (рис. 1, *а*), поэтому расстояние от него до продольной оси трицикла

$$R = L/[\mathrm{tg}(\theta - \delta_1) + \mathrm{tg}\delta_2], \qquad (1)$$

где $L$ — база трицикла; $\theta$ — угол поворота управляемого колеса; $\delta_1$, $\delta_2$ — углы бокового увода переднего и задних колес трицикла; *1* и *2* — передняя и задняя оси вращения колес.

При равномерном движении трицикла по дуге постоянного радиуса центробежную силу инерции определяем по формуле $F = m\omega^2\rho$, где $m$ — масса трицикла; $\omega$ — угловая скорость трицикла на повороте; $\rho$ — радиус вращения центра $C$ масс (ЦМ). Вместе с тем, $\omega = v/R$ и $\rho = (R - d)/\cos\gamma$, где $v$ — скорость трицикла; $\gamma$ — угол между радиусами $R$ и $\rho$ в плане; $d$ — смещение центра $C$ в сторону наклона.

Тогда центробежную силу инерции, действующую на трицикл с наклоняющимся в сторону поворота кузовом, определим по формуле $F = mv^2(R - d)/R^2\cos\gamma$, где угол $\gamma$ определяем по выражению $\mathrm{tg}\gamma = (b - R\mathrm{tg}\delta_2)/(R - d)$ или $\mathrm{tg}\gamma = (R\mathrm{tg}\delta_2 - b)/(R - d)$.

Поперечную и продольную составляющие центробежной силы инерции определим по формулам:

$$F_y = F\cos\gamma = mv^2(R - d)/R^2; \qquad (2)$$

$$F_x = F\sin\gamma = mv^2(R - d)\mathrm{tg}\gamma/R^2 = F_y\mathrm{tg}\gamma.$$

*(Окончание статьи. Начало см. на стр. 82)*

время производственного цикла $T_ц$ = 3,5 дня;

по формуле (1) получим: НП = 100 · 614[(1 + 0,34)/2] = = 41 138 руб.;

*для станков с ЧПУ:*

$T_ц$ = 40 мин (0,0833 дня);

НП = 100 · 730,88[(1 + 0,2856)/2] = 46 980 руб.

С учетом продолжительности производственного цикла при годовой ставке кредитования на незавершенное производство в 15 % получим:

для универсальных станков: 41138 · 3,5 · 15/365 · 100 = 59;

для станков с ЧПУ: 46980 · 0,8 · 15/365 · 100 = 15,66.

Расчеты показали, что данное мероприятие не эффективно, но при меньшем увеличении себестоимости продукта и значительном снижении продолжительности цикла достижение положительного эффекта возможно. Таким образом, сокращение времени $T_ц$ должно учитываться как резерв повышения эффективности производства, несмотря на перерасход по себестоимости продукции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Вумек Д. П., Джонс Д. Т.** Бережливое производство: Как избавиться от потерь и добиться процветания вашей компании / Пер. с англ. М.: Альпина Бизнес Букс, 2004. 473 с.

2. **Калинина Н. Е.** Проблемы оценки экономической эффективности внедрения новой техники // Проблемы экономики и управления нефтегазовым комплексом. 2010. № 6. С. 30—33.

3. **Лайкер Д.** Дао Toyota: 14 принципов ведущей компании мира / Пер. с англ. М.: Альпина Бизнес Букс, 2004. 402 с.

4. **Имаи Масааки.** Гемба кайдзен: Путь к снижению затрат и повышению качества / Пер. с англ. М.: Альпина Бизнес Букс, 2005. 346 с.

5. **Оно Т.** Производственная система Тойоты. Уходя от массового производства / Пер. с англ. М.: Институт комплексных стратегических исследований, 2005. 192 с.

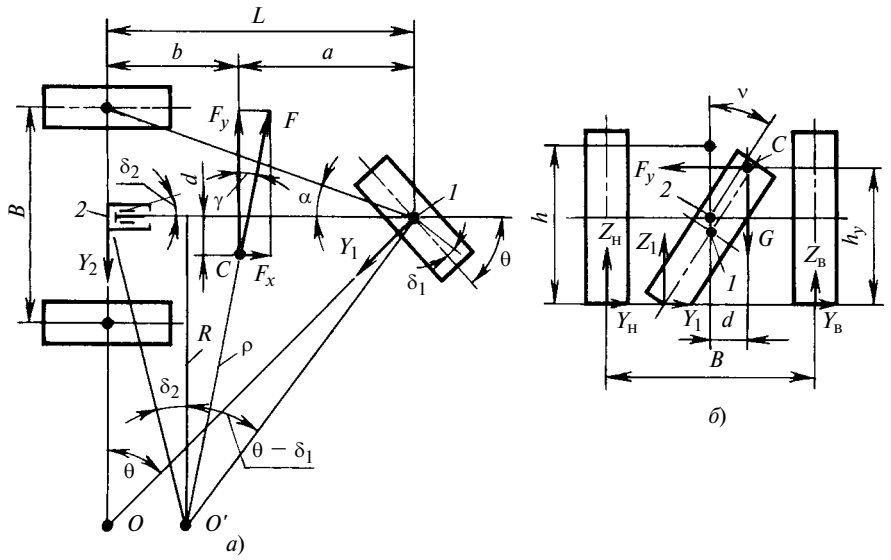



**Рис. 1. Схема поворота трицикла с наклонным кузовом**

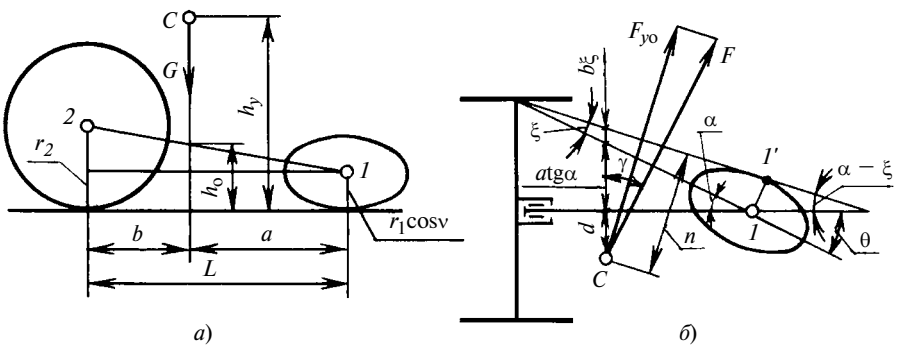



**Рис. 2. Схемы определения высот $h_0$ оси наклона кузова и $h_y$ действия силы инерции (*а*), плеча *n* приложения силы тяжести *G* (*б*)**

Условие устойчивости трицикла против заноса запишем в виде:

$$F_y \leqslant (Y_1\cos\theta + Y_2) = \varphi_y(Z_1\cos\theta + Z_2), \qquad (3)$$

где $Y_1$, $Y_2$ и $Z_1$, $Z_2$ — соответственно боковые и нормальные реакции дороги, действующие на переднее и задние колеса трицикла; $\varphi_y$ — коэффициент поперечного сцепления шин с опорной поверхностью.

Подставив в выражение (3) значения нормальных реакций и поперечной составляющей силы инерции (2), найдем критическую скорость, при превышении которой начнется занос трицикла на повороте:

$$v_3 = R\sqrt{\frac{\varphi_y g(a + b\cos\theta)}{(R-d)L}}. \qquad (4)$$

На повороте возможно опрокидывание трицикла относительно оси, проходящей через центры пятен контакта переднего и заднего наружного колес с дорогой. Плечо *n* приложения силы тяжести *G* относительно оси опрокидывания будет изменяться с изменением угла ν наклона кузова трицикла в сторону поворота и, следовательно, самой оси опрокидывания (рис. 2).

Минимальное плечо $n = a\sin\alpha$ приложения силы *G* относительно оси опрокидывания получим при отсутствии наклона кузова в сторону центра поворота. При наличии такого наклона (рис. 2, *б*) центр пятна контакта переднего колеса сместится из точки *1* в точку *1′* на величину $\approx r_1\sin\nu$, где $r_1$ — радиус качения переднего колеса. В то же время центр *C* масс сместится относительно продольной оси трицикла в сторону поворота на величину *d*. Наклон кузова к центру поворота оправдан только в случае, когда ЦМ расположен выше оси наклона кузова, т. е. при $h > h_o$ (см. рис. 2, *а*), где *h* и $h_o$ — высоты расположения ЦМ и оси наклона кузова. Только в этом случае при наклоне кузова на угол ν центр тяжести кузова трицикла сместится в сторону центра поворота на расстояние

$$d = (h - h_o)\sin\nu, \qquad (5)$$

что будет содействовать большей устойчивости трицикла к опрокидыванию (см. рис. 1, *а*, *б*).

Очевидно, что конструктивно ось наклона кузова должна пересекать точки *1* и *2* на осях вращения колес. Высоту $h_o$ расположения оси наклона кузова (см. рис. 2, *а*) определим из соотношения $(r_2 - r_1\cos\nu)/L = (h_o - r_1\cos\nu)/a$, откуда с учетом $L = a + b$ получим:

$$h_o = (r_2 a + r_1 b\cos\nu)/L. \qquad (6)$$

При $r_1 = r_2$ выражение (6) примет вид $h_o = (a + b\cos\nu)r/L$.

Подставим равенство (6) в уравнение (5) и определим смещение центра *C* от продольной оси трицикла в сторону его поворота: $d = [h - (ar_2 + br_1\cos\nu)/L]\sin\nu$.

При некоторых упрощениях с учетом указанных смещений плечо приложения силы *G* выразим как $n = (d + a\mathrm{tg}\alpha + \xi b)\cos(\alpha - \xi)$. Угол α (см. рис. 1, *а*) определим из выражения $\mathrm{tg}\alpha = B/2L$, а угол ξ, соответствующий смещению центра пятна контакта из точки *1* в точку *1′* (см. рис. 2, *б*), определим по формуле $\xi = r_1\sin\nu/\sqrt{(B/2)^2 + L^2}$. Здесь *B* и *L* — колея и база трицикла.

Поперечную составляющую $F_{yo}$ центробежной силы инерции трицикла относительно оси опрокидывания определим по формуле $F_{yo} = F\cos(\gamma - \alpha + \xi) = mv^2(R - d)\cos(\gamma - \alpha + \xi)/R^2\cos\gamma$, а плечо ее приложе-

ния по формуле $h_y = h_o + (h - h_o)\cos\nu = h\cos\nu + (ar_2 + br_1\cos\nu)(1 - \cos\nu)/L$.

Условие устойчивости к опрокидыванию примет вид $F_{yo}/h_y \leqslant Gn$. Затем с учетом принятых ранее допущений определим критическую скорость, при превышении которой начнется опрокидывание трицикла на повороте:

$$v_o = R\sqrt{\frac{ng\cos\gamma}{h_y(R-d)\cos(\gamma-\alpha+\xi)}}. \qquad (7)$$

В формулу (7) через расстояние $R$, определяемое по формуле (1), входят углы увода $\delta_1 = \frac{mb}{k_1 L}\left(\frac{v^2}{R} + \psi g\sin\theta\right)$ и $\delta_2 = \frac{mv^2 a}{k_2 LR}$, полученные из предположения линейной зависимости между действующей на колесо боковой силой и углом бокового увода шины.

Очевидно, что трициклы с наклоняющимся кузовом являются наиболее скоростными из трициклов всех типов, именно они могут проходить виражи с максимальными скоростями и более устойчиво двигаться прямолинейно по косогору.

Выше было рассмотрено движение трицикла с наклоняющимся кузовом на ровной дороге, не имеющей поперечного уклона ($\beta = 0$), и приведены формулы для определения критических скоростей по заносу и опрокидыванию в этом частном случае движения трицикла.

Решим эту же задачу в общем виде [1]. Рассмотрим силы, действующие на трицикл с наклоняющимся кузовом при движении на повороте (рис. 3). Спроектировав действующие на трицикл во время поворота силы на плоскость дороги, получим условие недопущения бокового скольжения (заноса):

$$F_y\cos\beta \leqslant G\sin\beta + \Sigma Y, \qquad (8)$$

где $F_y$ — поперечная составляющая центробежной силы инерции, возникающая во время криволинейного движения; $\beta$ — угол поперечного уклона дороги на вираже; $\Sigma Y = \varphi_y \Sigma Z$ — сумма поперечных (боковых) реакций дороги, действующих на колеса трицикла.

Подставив в неравенство (8) поперечную составляющую $F_y$ (2) и нормальные реакции дороги на переднее $Z_1$ и задние $Z_2 = Z_н + Z_в$ колеса при равномерном движении в повороте: $Z_1 = mgb\cos\beta/L$ и $Z_2 = mga\cos\beta/L$, найдем критическую скорость, после достижения которой начнется боковое скольжение (занос) трицикла:

$$v_o = R\sqrt{\frac{g[\sin\beta + \varphi_y(b\cos\theta + a)/L]}{(R-d)\cos\beta}}. \qquad (9)$$

Далее определим условие недопущения опрокидывания относительно оси, проходящей через центры пятен контакта (ось опрокидывания) наружного и центрального (переднего в рассматриваемом случае) колес трицикла с дорогой:

$$h_y F_{yo}\cos\beta \leqslant nF_{yo}\sin\beta + nG\cos\beta + h_y G\sin\beta. \qquad (10)$$

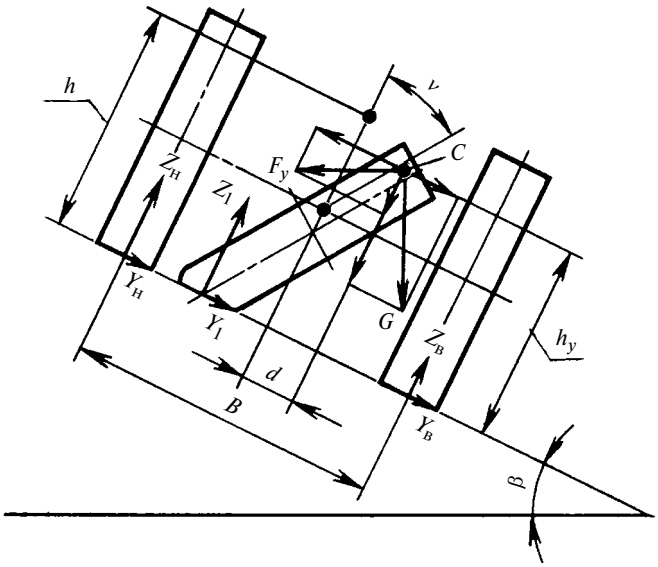



**Рис. 3. Схема сил, действующих на трицикл с наклонным кузовом при движении на повороте**

Подставив в неравенство (10) значения составляющих, определим критическую скорость на повороте, после достижения которой начнется опрокидывание трицикла с наклоняющимся кузовом:

$$v_o = R\sqrt{\frac{g(h_y\sin\beta + n\cos\beta)\cos\gamma}{(h_y\cos\beta - n\sin\beta)(R-d)\cos(\gamma-\alpha+\xi)}}. \qquad (11)$$

Если в формулах (9) и (11) принять $\beta = 0$, то получим выражения для критических скоростей начала заноса (4) и опрокидывания (7) трицикла с наклоняющимся кузовом при движении по ровной дороге; если принять $\beta = 0$ и $\nu = 0$, то получим выражения для критических скоростей обычного трицикла с передним управляемым колесом.

На примере трицикла с передним управляемым колесом рассмотрим выбор оптимальных геометрических параметров с помощью полученных формул.

В работе [2] показано, что при $v_з/v_o < 1$ происходит занос колесной машины, при $v_з/v_o > 1$ — опрокидывание, а при $v_з/v_o = 1$ критические скорости по заносу и опрокидыванию совпадают.

Наиболее опасным режимом движения колесной машины является движение на повороте, при котором могут произойти занос или опрокидывание, вызываемые возникающей во время криволинейного движения центробежной силой инерции. Для обеспечения безопасного движения трицикла необходимо, чтобы в его конструкцию были заложены параметры, не допускающие опрокидывания до наступления бокового скольжения. Следовательно, критическая скорость $v_з$, при которой начинается занос, должна быть меньше критической скорости $v_o$, при которой начинается опрокидывание, или, по крайней мере, должно соблюдаться условие:

$$v_з \leqslant v_o. \qquad (12)$$

Занос и опрокидывание трицикла зависят в первую очередь от коэффициента $\varphi_y$ поперечного сцепления шин с дорогой, который не может быть больше единицы:

$$\varphi_y \leqslant 1. \quad (13)$$

Траектория трицикла с эластичными шинами кроме угла $\theta$ поворота управляемого колеса определяется углами $\delta_1$ и $\delta_2$ бокового увода колес, которые зависят, прежде всего, от поперечной нагрузки, приходящейся на переднюю и заднюю оси трицикла, и коэффициентов сопротивления уводу установленных на колеса шин. Таким образом, поворачиваемость проектируемой колесной машины должна задаваться величинами углов бокового увода и подбором шин с определенной боковой эластичностью. Если на трицикле установлены одинаковые шины, то решающим в формировании поворачиваемости на стадии проектирования будет положение ЦМ машины. На поворачиваемость трицикла можно влиять только двумя способами — размещением ЦМ вдоль продольной оси трицикла и выбором боковой эластичности колес, т. е. шин с необходимыми коэффициентами сопротивления боковому уводу.

С другой стороны, для обеспечения максимальной потенциальной поперечной и продольной устойчивости трицикла необходимо [3], чтобы при переднем управляемом колесе ЦМ был максимально приближен к задним колесам:

$$a_{\max} = L - \varphi h, \quad (14)$$

где $\varphi h = b_{\min}$ — минимальное расстояние от ЦМ до задней оси, при котором обеспечивается устойчивость трицикла к продольному опрокидыванию при разгоне.

Однако с учетом того, что $a + b\cos\theta \approx L$, $\mathrm{tg}\alpha = B/2L$, а также незначительности углов $\gamma$ и $\xi$, предельно допустимого отношения $v_з/v_о = 1$ [формула (12)], максимально возможного $\varphi_y = 1$ [формула (13)], из формул (4) и (7) получим для трицикла с передним управляемым колесом без наклона кузова ($\nu = 0$):

$$B \geqslant 2hL/a. \quad (15)$$

Формула (15) должна стать основной при выборе оптимальных геометрических параметров трицикла с передним управляемым колесом, обеспечивающих наступление заноса до начала опрокидывания. Полученное соотношение впервые в практике проектирования трициклов связывает воедино основные параметры, от которых зависит его устойчивость, — колею, базу и координаты ЦМ. Для разных конструктивных схем трициклов это выражение определяет геометрические параметры, обеспечивающие максимально возможную устойчивость движения.

Следовательно, для исключения продольного и бокового опрокидывания до наступления заноса при проектировании максимально устойчивого трицикла необходимо заложить в конструкцию параметры, обеспечивающие недостаточную его поворачиваемость при частичной и нейтральную поворачиваемость при полной нагрузке, с соблюдением условий (14) и (15).

Рассчитаем устойчивость трицикла к опрокидыванию при наклоне кузова, имея следующие данные: $m = 284{,}5$ кг; $L = 1{,}9$ м; $B = 1$ м; $a = 1{,}24$ м; $b = 0{,}66$ м; $h = 0{,}63$ м; $r = r_1 = r_2 = 0{,}3$ м; $\theta = 0{,}2391$ рад $= 13°42'$; $k_1 = k_2 = 5000$ Н/рад; $\beta = 0$; $\psi = 0{,}015$.

Для движения трицикла по ровной дороге ($\beta = 0$) без наклона ($\nu = 0$) формулу (7) запишем в виде:

$$v_о = \sqrt{gRn/h}. \quad (16)$$

Выполнив промежуточные расчеты согласно работе [4] и подставив их в выражение (16), найдем скорость начала опрокидывания трицикла без наклона: $v_о = \sqrt{9{,}80665 \cdot 8{,}13 \cdot 0{,}3156/0{,}63} = 22{,}7$ км/ч. Если трицикл наклонен под углом $\nu = 45°$, то согласно выражению (7)

$$v_0 = 8{,}13 \times \sqrt{9{,}80665 \cdot 0{,}522 \cdot 1/[0{,}5244(8{,}13 - 0{,}13) \cdot 0{,}9872]} = 32{,}5 \text{ км/ч}.$$

Таким образом, трицикл с наклонным кузовом может проходить даже крутые повороты ($R = 8{,}13$ м) со значительно большей скоростью (32,5 км/ч > 22,7 км/ч). В случае ограничений по величине $B$ полученные формулы позволяют определить максимально возможный угол $\nu$ наклона кузова, исходя из условия $v_з < v_о$, которое на основании предыдущих допущений и с учетом формул (4) и (7) примет вид $\varphi_y h_y \cos(\gamma - \alpha + \xi) \leqslant n\cos\gamma$ или

$$\varphi_y[h\cos\nu + (ar_2 + br_1\cos\nu)(1 - \cos\nu)/L] \times \cos(\gamma - \alpha + \xi) \leqslant \{[h - (ar_2 + br_1\cos\nu)/L]\sin\nu + a\,\mathrm{tg}\alpha + \xi b\}\cos(\alpha - \xi)\cos\gamma. \quad (17)$$

Из неравенства (17) методом итерации можно определить угол $\nu$ наклона кузова, при котором опрокидывание трицикла с заданной базой $B$ невозможно до начала заноса.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ


1. **Расчет** критических скоростей трициклов / Г. И. Мамити, А. Е. Гагкуев, С. Х. Плиев, В. Б. Тедеев // Автомобильная промышленность. 2010. № 7. С. 33—35.

2. **Мамити Г. И., Плиев С. Х.** Формирование оптимальной устойчивости колесной машины на стадии проектирования // Вестник машиностроения. 2009. № 2. С. 84, 85.

3. **Мамити Г. И., Льянов М. С., Цаллагов Б. М.** Расположение центра масс и продольное опрокидывание мотоцикла // Автомобильная промышленность. 2001. № 4. С. 24, 25.

4. **Ноу-хау** расчета критических скоростей колесной машины с эластичными шинами / Г. И. Мамити, М. С. Льянов, С. Х. Плиев, А. Е. Гагкуев // Вестник машиностроения. 2008. № 1. С. 25, 26.