



# ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

2  
2009

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, Строгановский пер., 4

Адрес редакции:

107076, Москва,  
Стромынский пер., 4.  
Телефон: 8-(499)-748-02-91  
E-mail: [vestmash@mashin.ru](mailto:vestmash@mashin.ru)  
[www.mashin.ru](http://www.mashin.ru)

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

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

Цена свободная

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

Главный редактор А.И. САВКИН

#### РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Алексейчук Г.П., Алешин Н.П., Братухин А.Г.,  
Воронцов А.Л., Гусейнов А.Г., Дмитриев А.М.  
(председатель секции обработки материалов без  
снятия стружки), Драгунов Ю.Г., Древаль А.Е.  
(председатель секции технологии машиностроения),  
Дроздов Ю.Н. (председатель секции конструирования и расчета машин), Кутин А.А.,  
Омельченко И.Н. (председатель секции организаций и экономики производства), Пименов А.Ф.,  
Попов Д.Н., Рыбин В.В., Салтыков М.А.,  
Трегубов Г.П., Цыганкова И.А. (ответственный  
секретарь)

# СОДЕРЖАНИЕ

# CONTENTS

## КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Гордеев Б. А., Синев А. В., Бугайский В. В., Гордеев А. Б. — Основные варианты гидроопор, предназначенных для автомобильной промышленности . . . . .	3
Никифоров С. О., Мархадаев Б. Е. — Параметрический синтез компоновочных структур быстroredействующих циклоидальных манипуляторов и реализация их управления	9
Цуканов О. Н., Лопатин Д. Б., Полуэктов Е. А. — Электромеханический привод для механизмов углового поворота объектов космической техники . . . . .	14
Бондалетов В. П., Быкова Т. Е. — Напряжения в соударяющихся элементах импульсной передачи . . . . .	16
Жуков А. А., Навоев А. П., Жуков В. А., Корытов С. В. — Влияние повышения давления впрыска топлива на напряженное состояние зубчатых колес привода дизеля . . . . .	18
Андрейчиков А. В., Андрейчикова О. Н., Горобцов А. С. — Автоматизация проектирования активных подвесок транспортных средств . . . . .	22
Исмаилов Ш. К., Смирнов В. П., Гателюк О. В., Бублик В. В. — Энергосберегающие режимы регулирования мощности электровозов переменного тока с непрерывным контролем температуры электрооборудования . . . . .	26
Лебедев В. А. — Методологические основы создания и применения механизированного оборудования для дуговой сварки с импульсной подачей электрода . . . . .	30
Цыбулько А. Е., Романенко Е. А. — Критерий прочности изотропных материалов . . . . .	34
Ванчиков В. Ц. — Текущесть воды при облитерации капилляра . . . . .	36
<b>В помощь конструктору и расчетчику</b>	
Иванов А. С. — Методы повышения надежности машин . . . . .	40

## Цикл статей

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

Безносов А. В., Назаров А. В., Бокова Т. А., Новожилова О. О. — Особенности работы подшипников скольжения и зубчатых зацеплений в тяжелом жидкостном теплоносителе . . . . .	43
--	----

## ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Новоселов Ю. А. — Альтернативная концепция теории базирования в машиностроении . . . . .	48
Бахарев В. П. — Разработка физико-математической модели диспергирования керамических и композиционных материалов при алмазной доводке свободным абразивом . . . . .	56

## Серия статей

### "Проблемы теории и практики резания материалов"

Черменский О. Н., Борисов Е. Д. — Анализ процесса резания на основании теории пластичности . . . . .	62
--	----

## Обработка материалов без снятия стружки

Воронцов А. Л. — Исследование осадки цилиндрической заготовки с затрудненным течением металла на одном из торцов . . . . .	67
Осипенкова Г. А., Пегашкин В. Ф., Филимонов И. Е. — Повышение износостойкости деталей поверхностным пластическим деформированием с помощью ультразвуковых крутильных колебаний . . . . .	74

## ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Фасхиев Х. А., Крахмалева А. В. — Динамический метод оценки экономической эффективности грузовых автомобилей . . . . .	76
--	----

## ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Остриков А. Н., Вертяков Ф. Н., Веретениников А. Н., Дорохин С. В. — Перспективная установка для производства концентрированных фруктовых и овощных пюре . . . . .	82
Мамити Г. И., Плиев С. Х. — Формирование оптимальной устойчивости колесной машины на стадии проектирования . . . . .	84
Бахтамов Е. В., Воронин А. М., Горин С. В. — Гидродинамический шум в системах забортной воды атомных энергетических установок . . . . .	86

## История науки и техники

Шелест П. А. — А. Н. Шелест — пионер тепловозостроения . . . . .	88
Иванов А. Н. — Выставка "Передовые технологии автоматизации-2008" . . . . .	92
Потапова Г. С. — Обзорение зарубежных изданий . . . . .	94
Вниманию читателей . . . . .	81

Художественный редактор *T. H. Галицина*

Технический редактор *O. A. Ефремова*

Корректор *E. B. Комиссарова*

Сдано в набор 28.11.2008. Подписано в печать 20.01.2009.

Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 14,82. Заказ 27.

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", 2009

## DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Gordeev B. A., Siney A. V., Bugaiiskiy V. V., Gordeev A. B. — Basic variants of hydraulic bearings assigned for use in automotive industry	3
--	---

Nikiforov S. O., Markhadaev B. E. — Parametric synthesis of lay-out structures and realization of control by fast-acting cycloidal manipulators	9
---	---

Tsukanov O. N., Lopatin D. B., Poluektov E. A. — An electromechanical drive for the angle rotation mechanisms of cosmic technique objects	14
---	----

Bondaletov V. P., Bykova T. E. — The tensions in colliding elements of pulse gearings	16
---	----

Zhukov A. A., Navoev A. P., Zhukov V. A., Korytov S. V. — An effect of a fuel injection pressure heightening on a stress condition of the diesel engine gear's cog-wheels	18
---	----

Andreiichikov A. V., Andreiichikova O. N., Gorobtsov A. S. — A design automation of the vehicle's active suspensions	22
--	----

Ismailov Sh. K., Smirnov V. P., Gatelyuk O. V., Bublik V. V. — Energy saving modes of power control of a.c. electric locomotives with continuous control of the equipment's temperature	26
---	----

Lebedev V. A. — Methodological fundamentals of design and use of a mechanized equipment for arc welding with pulse electrode feed-motion	30
--	----

Tsybul'ko A. E., Romanenko E. A. — A strength condition of isotropic materials	34
--	----

Vanchikov V. Ts. — A water fluidity at a capillary silting	36
--	----

## For the benefit of designer and estimator

Ivanov A. S. — Methods of the machines reliability enhancement	40
--	----

## Series of articles

### "Problems of tribology — friction, wear and lubrication "

Beznosov A. V., Nazarov A. V., Bokova T. A., Novozhilova O. O. — The work features of slide bearings and gearwheels in a hard liquid-metal heat carrier	43
---	----

## MANUFACTURING ENGINEERING

Novoselov Yu. A. — An alternative basing theory concept in the engineering industry	48
---	----

Bakharev V. P. — Design of a physic-mathematical dispersion model of ceramic and composite materials at a diamond lapping by a free abrasive	56
--	----

## Series of articles

### "Theory and practice problems of materials cutting"

Chermenskyi O. N., Borisov E. D. — Analysis of a cutting process based on the plasticity theory	62
---	----

## Chipless materials working

Vorontsov A. L. — Study of a cylindrical workpiece contraction with hindered flow of metal on one of faces	67
--	----

Osipenkova G. A., Pegashkin V. F., Filimonov I. E. — A wearability growth of the details by surface plastic deforming with the help of ultrasonic torsional oscillations	74
--	----

## PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

Faskhiev Kh. A., Krakhmaleva A. V. — A dynamic estimation method of the auto trucks cost efficiency	76
---	----

## TECHNICAL INFORMATION

Ostrikov A. N., Vertyakov F. N., Veretennikov V. F., Dorokhin S. V. — A promising facility for production of concentrated fruit and vegetable puree	82
---	----

Mamiti G. I., Pliev S. Kh. — Forming of optimal stability of wheel machine on the design stage	84
--	----

Bakhtamov E. V., Voronin A. M., Gorin S. V. — A hydrodynamic noise in the systems of outboard water of nuclear power plants	86
---	----

## Science and technique history

Shelest P. A. — A. N. Shelest — pioneer of the diesel locomotive building	88
---	----

Ivanov A. N. — The "Advanced automation technology-2008" exhibition	92
---	----

Potapova G. S. — Review of foreign editions	94
---	----

To reader's attention	81
-----------------------	----

# КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 62-567.2:629.113/.115

Б. А. ГОРДЕЕВ, А. В. СИНЁВ, доктора технических наук, В. В. БУГАЙСКИЙ, А. Б. ГОРДЕЕВ  
(Филиал ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН, г. Нижний Новгород)

## Основные варианты гидроопор, предназначенных для автомобильной промышленности<sup>1</sup>

Рассматриваются три основных варианта гидроопор, отличающихся частотными характеристиками и статической жесткостью и предназначенных для использования в автомобилях различных классов.

Three basic variants of hydraulic bearings with different frequency responses and static rigidity are considered. The hydraulic bearings under consideration are assigned for use in motor-cars of different classes.

Ужесточающиеся требования к допустимым уровням шума и вибрации побуждают разработчиков искать неординарные методы и средства виброзащиты. С другой стороны, поиски альтернативных источников энергии и дальнейшего ее использования в прецизионном машиностроении и приборостроении выявили в последнее время ряд новых источников шума и вибраций на транспорте, в строительстве и др.

Использование упругометаллических пассивных виброгасителей не всегда дает требуемый результат. Поэтому в мировой практике с конца прошлого века интенсивно используются способы виброгашения, основанные на иных физических принципах, в частности на применении газогидравлических демпферов (гидроопор).

Гидравлические виброопоры (гидроопоры) объединяют в себе упругий резиновый элемент и гидравлический гаситель колебаний. В конструкции нет трущихся частей с фрикционным сухим контактом. Объемы полостей с жидкостью изменяются в результате изменения формы гидроопоры при ее деформации [1, 2]. Компонентами трения являются конструкционное трение в резине и гидравлическое вязкое сопротивление жидкости [3, 4]. В Нижегородском филиале ИМАШа были разработаны и изготовлены гидроопоры различных типов, предназначенные для использования в автомобильной промышленности, железнодорожном транспорте, а также на судах военно-морского флота [5–7]. Рассмотрим три основных варианта гидроопор, предназначенные для автомобильной промышленности [8–10].

Первый вариант — гидроопора, предназначенная для снижения уровней вибрации и шума силовых агрегатов мобильных машин на переходных режимах [8].

На рис. 1 представлена конструктивная схема гидроопоры, которая содержит герметично закрытую рабочую камеру 8, ограниченную эластичной обечайкой 2 и опорной платой 3 и заполненную рабочей жидкостью. Рабочая камера через дроссельные каналы 12, не являющиеся продолжением друг друга, соединяется с внутренней полостью 10, расположенной в перегородке 4 и разделенной гибкой диафрагмой 11 на две равные части, которые сообщаются между собой через дроссельные отверстия 13 в диафрагме. Нижняя часть полости 10 через дроссельные каналы 12 сообщается с компенсационной камерой 9, ограниченной снизу эластичной мембраной 5, отделяющей рабочую жидкость от воздушной полости 7 и уплотненной в корпусе 1 поддоном 6, предохраняющим мембрану 5 от механических повреждений.

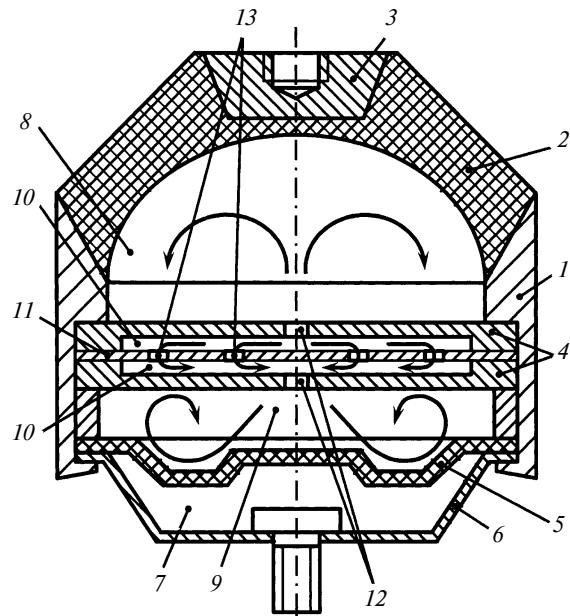


Рис. 1

<sup>1</sup> Работа выполнена при частичной финансовой поддержке гранта РФФИ № 08-08-970557-Р\_Поволжье.

Гидравлическая виброопора работает следующим образом.

При воздействии на опорную плату 3 статической нагрузки от силового агрегата транспортного средства эластичная обечайка 2 деформируется и объем рабочей камеры 8 несколько уменьшается. Это вызывает повышение давления рабочей жидкости в компенсационной камере 9, что приводит к деформации эластичной мембранны 5 и увеличению объема компенсационной камеры. Вследствие возникшего перепада давлений в рабочей и компенсационной камерах жидкость из рабочей камеры 8 через дроссельные каналы 12 начинает поступать во внутреннюю полость 10. Поскольку рабочая жидкость практически несжимаема, то одновременно через дроссельные каналы 12 она поступает и в компенсационную камеру 9. При поступлении рабочей жидкости в полость 10 вследствие турбулентных потоков и переходных процессов в верхней и нижней ее частях на диафрагму 11 действуют знакопеременные стохастические нагрузки, под действием которых диафрагма начинает изгибаться по закону

$$u(r, t) = \sum_{n=1}^N A_n J_0\left(\frac{\mu_n r}{R}\right) \sin\left(\frac{\alpha \mu_n}{R} t + \phi_n\right), \quad (1)$$

где  $u(r, t)$  — смещение элементов гибкой диафрагмы;  $r$  — текущий радиус диафрагмы;  $t$  — время;  $A_n$  — амплитуда каждого отдельного колебания;  $\mu_n = k_n R_n$  ( $k_n$  — коэффициент, зависящий от натяжения  $T$  диафрагмы);  $R$  — внешний радиус диафрагмы;  $R_n$  — радиус диафрагмы, соответствующий коэффициенту  $k_n$ ;  $\alpha$  — параметр диафрагмы, зависящий от ее натяжения и плотности материала;  $\phi$  — фаза колебаний.

Из равенства (1) видно, что свободные радиальные колебания диафрагмы складываются из числа  $N$  гармонических колебаний с частотами

$$\omega_n = \mu_n / R \sqrt{T/\rho}, \quad (2)$$

где  $T$  — натяжение диафрагмы;  $\rho$  — плотность материала диафрагмы.

Линии расположения узлов для круглой диафрагмы определяются из условия

$$J_0(\mu_n r / R) = 0, \quad (3)$$

где  $J_0(kr)$  — функция Бесселя 1-го рода нулевого порядка.

Отсюда следует, что  $n$ -я гармоника во входном вибровосигнале имеет  $n$  узловых линий.

Дроссельные отверстия в диафрагме можно разместить и в ее узлах, и в пучностях. Если отверстия выполнены в узлах, дросселирование рабочей жидкости через них происходит как в неподвижной перегородке и эффект настройки гидроопоры на заданную частоту спектра отсутствует. Однако для увеличения амплитуды  $A_n$   $n$ -й гармоники их можно выполнять в пучностях, но при этом для настройки на заданные частоты необходимо выполнить дополнительные дроссельные отверстия меньшей площади.

При работе гидроопоры, настроенной на определенную частоту спектра входного вибровосигнала, через дроссельные отверстия, расположенные в пучностях,

рабочая жидкость протекает с большей скоростью, чем через отверстия, расположенные в узлах. Следовательно, диссипация энергии колебаний на данной частоте будет выше. Гидроопоры подобного типа можно настраивать на определенные частоты и использовать их как заградительные узкополосные фильтры.

Аналогичные процессы происходят при смене полярности входного вибровосигнала.

Однако при длительной работе гидроопоры оказывается снижение вязкости рабочей жидкости (иногда на порядок и более). Этот недостаток обнаружен экспериментально и у гидроопор германского производства. Снижение вязкости приводит к снижению демпфирующих свойств. Поэтому гидроопоры такого типа целесообразно использовать в устройствах, в которых преобладают переходные процессы, или стационарные вибрационные нагрузки. Во втором варианте конструкции гидроопоры учтено снижение вязкости [9].

Эта гидроопора, конструктивная схема которой представлена на рис. 2, предназначена для гашения вибрации, вызываемой стационарными динамическими процессами. Гидравлическая виброопора содержит: корпус 1, к которому крепятся остальные узлы; эластичную обечайку 2, ограничивающую рабочую камеру; опорную плату 3, на которую устанавливается силовой агрегат; разделительную перегородку 4, внутри которой выполнена промежуточная полость 5 с пакетом гофрированных диафрагм 6, настроенных на различные частоты путем соответствующего расположения гофров 7 относительно центральной оси гидроопоры; рабочую камеру 11, ограниченную внутренними поверхностями обечайки, корпуса и верхней частью разделительной перегородки 4; компенсационную камеру 12, ограниченную снизу гофрированной мембранны 9. В разделительной перегородке выполнены дроссельные отверстия 14,

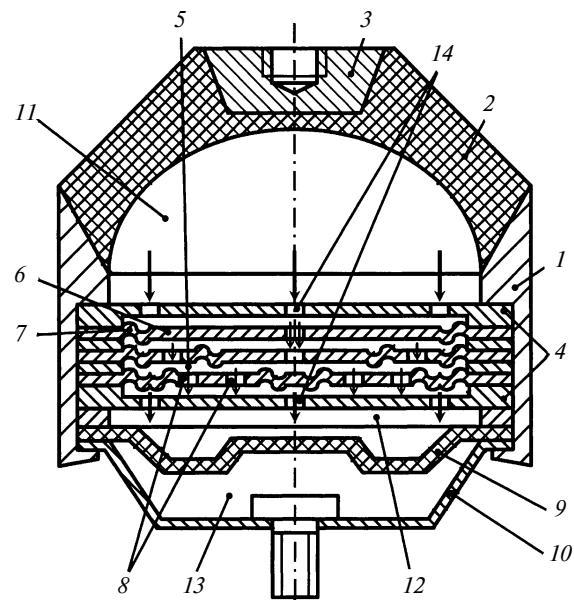


Рис. 2

причем в верхней ее половине они направлены тангенциаль но к внутренней поверхности обечайки, а в нижней — тангенциаль но гофрам мембранны. В каждой диа фрагме выполнены дополнительные дроссельные отверстия 8 только в местах пучностей. Компенсационная камера ограничена снизу воздушной камерой 13 и поддоном 10. Воздушная камера в некоторых вариантах гидроопоры соединяется с окружающей средой дренажным каналом.

Гидравлическая виброопора работает следующим образом.

При воздействии на опорную плату 3 статической нагрузки от силового агрегата транспортного средства эластичная обечайка 2 деформируется, и объем рабочей камеры 11 несколько уменьшается. Это вызывает повышение давления демпфирующей жидкости и в компенсационной камере 12, объем которой ввиду неожиданности жидкости увеличивается на ту же величину, что приводит к деформации гофрированной мембранны 9. Вследствие возникшего перепада давлений в рабочей и компенсационной камерах жидкость из рабочей камеры через дроссельные каналы начинает поступать в промежуточную полость 5. Причем жидкость поступает сразу через несколько дроссельных отверстий, расположенных в верхней половине перегородки 4. Одно из этих отверстий большего диаметра расположено в центре перегородки по осевой линии гидроопоры, остальные отверстия расположены по периферии перегородки таким образом, что их оси направлены тангенциаль но к внутренней поверхности обечайки 2. Суммарная площадь этих отверстий должна соответствовать площади центрального отверстия в перегородке. Это условие необходимо для создания более мощных турбулентных потоков в промежуточной полости перегородки.

При поступлении рабочей жидкости в промежуточную полость вследствие турбулентных потоков и переходных процессов в верхней и нижней частях внутренней полости на верхнюю диа фрагму, входящую в состав пакета диа фрагм 6, действуют знакопеременные стохастические нагрузки. Поскольку на ней имеется всего один гофр, расположенный рядом с внутренней поверхностью корпуса 1, то на этой диа фрагме имеется только одна линия узлов, соответствующая данному гофру, а в центре диа фрагмы образуется пучность, где располагается дроссельное отверстие. В случае гармонического входного вибросигнала, действующего на гидроопору, частота деформаций этой диа фрагмы соответствует частоте входного вибросигнала. Через дроссельное отверстие 14, площадь которого должна соответствовать суммарной площади всех отверстий в верхней части перегородки 4, демпфирующая жидкость поступает в следующую промежуточную полость, расположенную между первой и второй диа фрагмами пакета 6.

Входной вибросигнал чисто гармоническим никогда не бывает. В его спектре всегда присутствуют высокочастотные гармонические составляющие, причем в некоторых случаях их амплитуда сравнима с основной гармоникой и даже может превышать ее. Это воз

можно в тех случаях, когда высокочастотный вибросигнал модулирован низкочастотным от другого источника, или при биениях двух высокочастотных вибросигналов. Поэтому расположение гофров на второй диа фрагме должно соответствовать той гармонической составляющей входного вибросигнала, которую целесообразно погасить. Допустим, что необходимо кроме основной погасить вторую гармоническую составляющую. Под действием пульсирующего потока демпфирующей жидкости вторая диа фрагма начинает изгибаться по закону (1). Частота свободных радиальных колебаний диа фрагмы определяется по формуле (2). Линии расположения узлов для второй круглой диа фрагмы определяются из условия (3). Отсюда следует, что вторая гармоника во входном вибросигнале эффективно гасится тогда, когда на второй диа фрагме имеются две линии узлов. Поэтому на второй диа фрагме имеется вторая линия гофров, расположенная концентрически первой на расстоянии от центра, равном половине радиуса диа фрагмы. Имея две линии концентрически расположенных гофров, соответствующих линиям узлов, вторая диа фрагма имеет две области пучностей. Первая область пучностей, как и в первой диа фрагме, расположена на оси гидроопоры, а вторая — на расстоянии  $3/4R$  от центра ( $R$  — радиус диа фрагмы). Во второй области пучности на второй диа фрагме по окружности с радиусом, равным  $3/4R$ , расположены дроссельные отверстия, суммарная площадь которых должна равняться площади входных отверстий на верхней половине промежуточной перегородки. Число этих отверстий ограничено условием: радиус отверстия не должен быть меньше толщины диа фрагмы. В противном случае согласно формуле Пуазейля:  $v_0 = (p_1 - P_2)r^2/(4\eta l)$ , где  $r$  — радиус отверстия;  $v_0$  — скорость жидкости на оси отверстия;  $(p_1 - p_2)$  — разность давлений;  $l$  — толщина диа фрагмы;  $\eta$  — динамическая вязкость жидкости, скорость потока значительно снижается. Следовательно, уменьшится объем дрос селирующей жидкости, повысится жесткость гидроопоры в целом и понизятся ее демпфирующие свойства.

Аналогично на третьей диа фрагме линии узлов, а следовательно, и гофров можно расположить таким образом, чтобы гасились третья или четвертая гармоники и т. д. При действии на гидроопору широкополосного вибросигнала отдельные его гармоники, взаимодействуя друг с другом в пакете диа фрагм, обеспечивают более равномерную амплитудно-частотную характеристику.

В первом полупериоде входного вибросигнала, когда демпфирующая жидкость поступает из рабочей камеры через дроссельные отверстия в промежуточную полость 5 и далее через пакет диа фрагм в нижнюю половину перегородки 4, происходит дальнейшее выбрасывание ее через дроссельные каналы в компенсационную камеру 12, ограниченную снизу гофрированной мембранны 9. Как и в верхней половине перегородки, одно дроссельное отверстие выполнено в центре, остальные — на периферии, причем направление последних тангенциаль но к впадинам гофров для обеспече

ния турбулизации вихревых шнурков и улучшения конвекции в компенсационной камере 12.

Увеличивающийся объем демпфирующей жидкости в компенсационной камере вызывает деформацию гофрированной мембранны 9, которая начинает прогибаться вниз и вытесняет из камеры 13, ограниченной снизу поддоном 10, воздух через дренажный канал (на схеме не показан) в окружающую среду. Дренажный канал необходим для предотвращения конденсации водяных паров на нижней поверхности гофрированной мембранны 9. Конденсация водяных паров при понижении давления в воздушной камере 13 при достаточно больших амплитудах низкочастотного вибросигнала при отсутствии дренажного канала приводит к образованию на нижней поверхности мембранны 9 кристаллов льда. Так как со стороны компенсационной камеры на мембранны действуют высокие температуры — порядка  $70 \div 80^{\circ}\text{C}$ , а с нижней — отрицательные, а сама мембрана постоянно подвергается деформации, то ее ресурс, как и ресурс гидропоры в целом, снижается.

Во втором полупериоде входного вибросигнала направление действия силы на опорную плату изменяется на противоположное. Объем рабочей камеры 11 увеличивается и демпфирующая жидкость из нижней компенсационной камеры 12 через пакет гофрированных диафрагм 6 поступает в рабочую камеру. Этот процесс возможен только при условии, что давление в рабочей камере не будет превышать 100 кПа, т. е. будет ниже 1 атм. В этом случае все процессы в гидроопоре проходят в обратном направлении. Для улучшения конвекции в рабочей камере вихревые шнурки, образованные выбросом демпфирующей жидкости через периферийные дроссельные отверстия верхней половины разделительной перегородки, создают дополнительные врачающие жидкость моменты, скользящие относительно внутренней поверхности обечайки. Внутренняя поверхность обечайки может иметь форму сферы, эллипсоида или иной поверхности второго порядка.

Благодаря введению в промежуточную полость 5 перегородки 4 пакета гофрированных диафрагм, каждая из которых настроена на определенную гармонику входного вибросигнала, расширяется рабочий частотный диапазон гидроопоры и эффективно гасятся акустические шумы.

При длительной работе гидроопоры в воздушной камере 13 в результате резкого изменения давления могут накапливаться водяные пары, которые конденсируются на внутренней части поддона 10 и на внешней стороне гофрированной мембранны 9. При отрицательных температурах на этой стороне мембранны из конденсированных паров образуются кристаллы льда, создавая резкие температурные градиенты по толщине мембранны. Это приводит к двум отрицательным моментам: ухудшается эластичность мембранны; снижается ее ресурс относительно обечайки, следовательно, и ресурс гидроопоры в целом. Для их устранения в поддоне иногда выполняют дренажный канал, в который вставляют эластичный штуцер

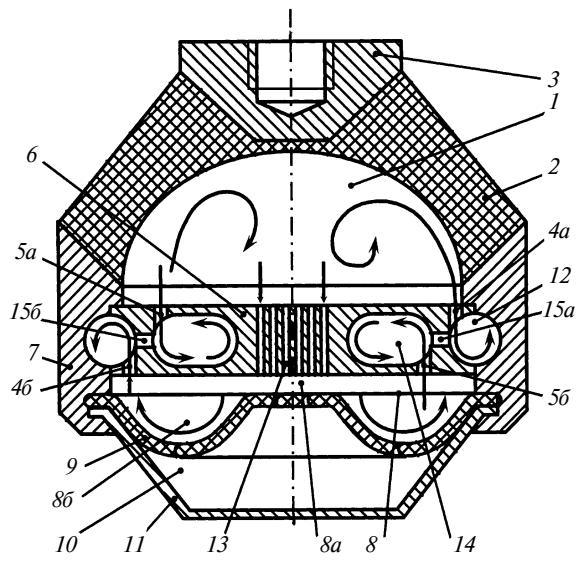


Рис. 3

с гибким шлангом, присоединенным к манометру. Манометр является своеобразным датчиком вибрации, действующей на объект защиты через гидроопору.

Эффективность работы данной гидроопоры по сравнению с предыдущей составляет в среднем  $1 \div 2$  дБ в интегральном значении. Однако технология ее изготовления значительно сложнее. Поэтому альтернативный вариант гидроопоры [10] — гидроопора с промежуточной перегородкой. На рис. 3 показана конструктивная схема такой гидроопоры, которая содержит герметично закрытую рабочую камеру 1, ограниченную эластичной обечайкой 2 и опорной платой 3 и заполненную рабочей жидкостью. Рабочая камера через дроссельные каналы 4a и 4b, не являющиеся продолжением друг друга, с тангенциальным вводом в кольцевую полость, а также через дроссельные каналы 5a и 5b с тангенциальным вводом в промежуточную камеру, расположенные соответственно в периферийной и средней частях разделительной перегородки 6, установленной в корпусе 7, сообщается с компенсационной камерой 8, ограниченной снизу эластичной мембранны 9, отделяющей рабочую жидкость от воздушной полости 10 и уплотненную в корпусе 7 поддоном 11, предохраняющим мембранны 9 от механических повреждений. В периферийной части перегородки 6 выполнена кольцевая полость 12, примыкающая к дроссельным каналам 4a и 4b. Кольцевая полость частично выходит в корпус 7. Перемычка с капиллярами 13, соединяющими рабочую и компенсационную камеры, составляет часть разделительной перегородки 6, в которой выполнена промежуточная полость 14 эллиптического сечения, соединенная дроссельными каналами 15a и 15b с кольцевой полостью. Компенсационная камера 8 состоит из центральной 8a и периферийной (сфирообразной) 8b частей.

Гидравлическая виброопора работает следующим образом.

При воздействии на опорную плату 3 статической нагрузки от силового агрегата транспортного средства эластичная обечайка 2 деформируется и объем рабочей камеры 1 несколько уменьшается. Это вызывает повышение давления рабочей жидкости в компенсационной камере 8, что приводит к деформации эластичной мембранны 9 и увеличению объема компенсационной камеры. Вследствие возникшего перепада давлений в рабочей и компенсационной камерах жидкость, распределенная в кольцевой 12 и промежуточной 14 полостях перегородки 6, начинает через дроссельные каналы 4б и 5б поступать в компенсационную камеру 8. Поскольку рабочая жидкость практически несжимаема, то одновременно через дроссельные каналы 4а и 5а в эти полости поступает жидкость из рабочей камеры. Этот процесс заканчивается только тогда, когда сила статического давления неработающего силового агрегата уравновесит силу сопротивления эластичной обечайки 2. Жесткость обечайки выбирается из условия максимального использования диссипации энергии колебаний в заполняющей виброопору реологической среде — рабочей жидкости. При этом потери энергии в обечайке должны быть минимальными, чтобы не допустить ее нагревания. С учетом силы давления на виброопору силового агрегата и силы сопротивления обечайки при статической нагрузке объемы рабочей и компенсационной камер должны быть равными. Это условие является необходимым, но недостаточным для оптимальной работы виброопоры и увеличения ее ресурса. Для этого еще необходимо интенсивный отвод теплоты от нагревающейся при работе жидкости. Этот теплоотвод обеспечивается наличием жесткой металлической перегородки 6 с кольцевой 12 и промежуточной 14 полостями, соединенными друг с другом. Именно в данных полостях при наличии сил внутреннего трения при дросселировании и турбулизации потоков нагрев жидкости наибольший. Но благодаря высокой теплопроводности перегородки 6 он не оказывает негативного воздействия на обечайку 2 и мембранны 9, ограничивающую снизу компенсационную камеру.

При работе силового агрегата, возбуждающего вибрации с широким спектром гармонических составляющих, на виброопору действует знакопеременное давление. Например, работающий двигатель внутреннего сгорания возбуждает основную гармонику на частоте вращения коленчатого вала, которая энергетически превышает остальные на  $15 \div 20$  дБ. Следовательно, процесс изменения внешнего давления при стационарной работе силового агрегата можно считать гармоническим.

Условно считаем, что в первый полупериод входного гармонического вибросигнала динамическая нагрузка совпадает со статической. Тогда давление с учетом несжимаемости жидкости в рабочей и компенсационной камерах резко возрастает, что приводит к растяжению гибкой мембранны 9. Перепад давлений приводит к движению жидкости из рабочей камеры через дроссельные каналы 4а и 5а в кольцевую 12 и промежуточную 14 полости, в которых поступившие потоки благодаря тангенциальному вводам приобретают вращательное движение

и возбуждают все слои рабочей жидкости. При длительной работе гидроопоры в результате значительного повышения температуры рабочей жидкости и уменьшения ее вязкости скорость вращательного движения жидкости во всех камерах возрастает. Так как радиус сечения периферийной кольцевой полости в несколько раз больше радиуса промежуточной полости эллиптического сечения, то линейная скорость прилегающих к внутренней поверхности кольцевой полости слоев рабочей жидкости не менее чем на порядок превышает линейную скорость слоев жидкости в промежуточной полости. В результате этого движения давление в периферийной кольцевой полости понижается относительно давления в промежуточной полости. За счет разности давлений жидкость из промежуточной полости 14 начинает поступать через дроссельные каналы 15а и 15б в кольцевую полость 12. Происходит более интенсивный нагрев рабочей жидкости в этих полостях, а следовательно, благодаря теплоотводу через металлические элементы возрастает диссипация энергии внешнего вибросигнала. Одновременно через дроссельные каналы 4б и 5б жидкость в виде вихревых шнурков выбрасывается в компенсационную камеру. Выходы каналов направлены также тангенциально (или близко к этому) к стенкам торообразной части компенсационной камеры под некоторыми углами к образующей тора. Это обеспечивает спиралеобразное движение вихревых шнурков жидкости в объеме тора. Для усиления эффекта турбулизации направления вихревых шнурков из кольцевой и промежуточной полостей противоположны друг другу. Это обеспечивается диаметрально противоположными выходами в торообразную полость дроссельных каналов 4б и 5б.

В перемычке с капиллярами 13 происходят следующие процессы. Акустические волны от работающего силового агрегата в рабочую камеру передаются постоянно независимо от периода действия основной гармоники входного вибросигнала. Когда фронт акустического сигнала достигает перемычки с дроссельными каналами, выполненными в виде капилляров 13, то акустическая волна поглощается перемычкой, так как импедансы первоначальной среды распространения в жидкости, заполняющей рабочую камеру, и перемычки совпадают. Это происходит при условии смачивания жидкостью внутренней поверхности капилляра. В то же время в перемычке и, следовательно, в промежуточной перегородке не возбуждаются изгибные волны благодаря ее неоднородной структуре в продольном направлении. Необходимым условием запирания капилляров на низких частотах (менее 15 Гц) является равенство диаметров капилляра и мениска для рабочей жидкости определенной вязкости. При заполнении гидроопоры рабочей жидкостью ПМС-200 диаметр капилляров должен быть 1,5 мм.

Во втором полупериоде воздействия на виброопору входного вибросигнала давление в камерах понижается. Поэтому объем рабочей камеры увеличивается, а компенсационной — уменьшается. Благодаря разности давлений в рабочей и компенсационной камерах через дроссельные каналы 4а и 4б жидкость поступает из

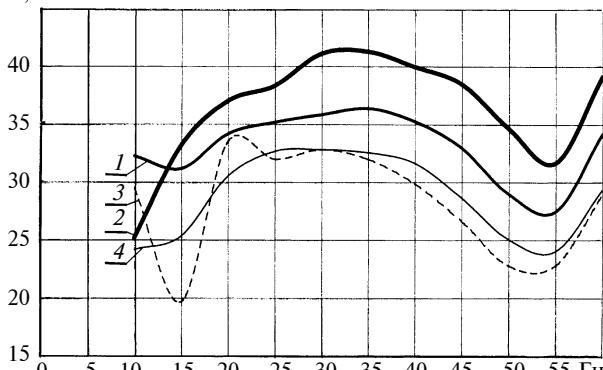


Рис. 4

кольцевой и промежуточной полостей в рабочую камеру. Так как канал 4а выполнен с тангенциальным к внутренней поверхности обечайки вводом в рабочую камеру, то сразу возникает вращательное движение жидкости. Ввод дроссельного канала 5а в рабочую камеру направлен к ее центру и жидкость, выбрасываемая через них, возмущает оставшиеся слои в центре рабочей камеры. При поступлении рабочей жидкости из компенсационной камеры 8 через дроссельные каналы 4б и 5б в кольцевую и промежуточную полости в последних благодаря тангенциальным вводам каналов создаются встречные спиралеобразные потоки, как и в первом полупериоде.

Поглощение акустической энергии в гидроопоре данной конструкции происходит прежде всего в обечайке, так как опорная плата, на которую передаются основные высокочастотные составляющие спектра внешнего вибросигнала, полностью изолирована от рабочей камеры эластичной обечайкой. Но некоторая доля высокочастотных составляющих через тонкий слой обечайки, покрывающий снизу опорную плату, излучается в жидкую среду, заполняющую рабочую камеру. Поскольку акустические волны являются продольными, то, достигая перемычки с капиллярами, они в ней поглощаются, не трансформируясь в изгибные волны. Поглощение акустических волн перемычкой с капиллярами происходит более интенсивно на всех частотах диапазона ввиду равенства импедансов перемычки и рабочей жидкости. Благодаря жесткой перемычке с капиллярами циркуляция рабочей жидкости между камерами на низких частотах происходит более интенсивно, вследствие чего возрастает диссиляция энергии внешнего вибросигнала. На высоких частотах (более 50 Гц) основную роль в диссиляции вибросигнала играют капилляры, заполненные рабочей жидкостью. Жидкость в этих капиллярах действует аналогично инерционному трансформатору.

На рис. 4 приведены амплитудно-частотные характеристики трех вариантов гидроопор и одной стандарт-

ной виброопоры, применяемой в автомобилях, производимых на ГАЗе. Испытания проводили на вибростенде ИВ-105Н-2.2 производства ОАО "Красный маяк" (г. Ярославль) в диапазоне частот 10÷60 Гц при статической нагрузке на одну гидроопору 1000 Н, что соответствует условиям эксплуатации.

Из приведенных зависимостей можно сделать следующие выводы.

1. На частоте вибростенда 15 Гц снижение уровня вибрации стандартной виброопорой, применяемой в настоящее время в производимых на ГАЗе автомобилях среднего класса, составляет 20 дБ (см. рис. 4, кривая 3). На этой же частоте эффективность гидроопоры производства фирмы FREIDENBERG составляет около 25 дБ (кривая 4). Эффективность гидроопоры Нижегородского филиала ИМАШа, разработанной по второму варианту (кривая 1) — 31 дБ, а по третьему варианту (кривая 2) — 32,5 дБ.

2. На частоте 20 Гц эффективность импортной гидроопоры составляет 30 дБ, а эффективность стандартной виброопоры и гидроопоры, разработанной по второму варианту, — 34 дБ, гидроопоры по третьему варианту — 37 дБ.

3. На более высоких частотах эффективность третьего варианта гидроопор разработки Нижегородского филиала ИМАШа по сравнению со вторым составляет в среднем 5 дБ, с импортной гидроопорой — 6÷7 дБ, а со стандартной виброопорой — 10 дБ.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Докукова Н. А. Выбор рациональных параметров гидроопоры с пористым элементом // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2003. № 4. С. 18—23.
- Гордеев Б. А., Тумаков С. Ф., Бугайский В. В. Экспериментальные исследования характеристик гидроопор на вибростендах // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2006. № 5. С. 84—87.
- Гордеев Б. А., Синев А. В. Эффективность гашения вибрации гидроопорой силового агрегата в зависимости от размеров соединительной трубы и свойств рабочей жидкости // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2001. № 1. С. 110—113.
- Анализ реактивных свойств динамических жесткостей и передаточных функций гидроопор / В. С. Бакланов, А. С. Горбцов, С. К. Карцов и др. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1999. № 3. С. 31—37.
- Гордеев Б. А., Ерофеев В. И., Синев А. В. Применение инерционных электрореологических трансформаторов в системах виброзащиты // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2003. № 6. С. 22—27.
- Системы виброзащиты с использованием инерционности и диссиляции реологических сред / Б. А. Гордеев, В. И. Ерофеев, А. В. Синев, О. О. Мугин // М.: Физматлит, 2004. 175 с.
- Пат. 2104424 РФ. Гидравлическая виброопора.
- Пат. РФ на полезную модель по заявке 2004118550/22(020057) от 18.06.2004. Гидравлическая виброопора.
- Пат. РФ на полезную модель № 56979 по заявке 2006110060 от 28.03.2006 г. Гидравлическая виброопора.
- Пат. 2307267 РФ. Гидравлическая виброопора.

С. О. НИКИФОРОВ, д-р техн. наук, Б. Е. МАРХАДАЕВ, канд. техн. наук  
(СО РАН, г. Улан-Удэ)

# Параметрический синтез компоновочных структур быстродействующих циклоидальных манипуляторов и реализация их управления

Показан комплексный подход к параметрическому синтезу компоновочных структур быстродействующих циклоидальных манипуляторов и реализации управления ими.

A complex approach to a parametric synthesis of lay-out structures of fast-acting cycloidal manipulators and realization of control methods has been shown.

Типовые траектории перемещения рабочих органов (РО) вспомогательных промышленных роботов (ПР) при обслуживании технологического оборудования достаточно просты и однообразны.

При традиционном принципе построения ПР с цикловым программным управлением модули всех степеней свободы имеют свои собственные приводы с двигателями и передачами. При выполнении их программных движений на каждом этапе двигатели включаются и разгоняют подвижные части механизмов, затем происходит торможение перед заданными точками позиционирования. Для последующего позиционирования выполняются те же движения. При этом сокращение времени даже простых циклов обслуживания технологического оборудования до  $3 \div 4$  с, а также повышение скорости РО выше 1,5 м/с вызывают существенные трудности.

Для циклоидальных манипуляторов (ЦМ) предложен другой путь повышения быстродействия, основанный на создании механизмов, в которых ведущие звенья, приводимые в движение роторами электродвигателей, вращаются равномерно в одну сторону, а выходные звенья механизмов передачи задают рабочим органам движение по циклоидальным траекториям с учетом поставленных ограничений с мгновенными остановками в заданных точках позиционирования [1].

Особенностью ЦМ, кроме отсутствия реверса приводных двигателей, является то, что траектории перемещения РО в отличие от систем управления (СУ) ПР задаются ис-

ключительно кинематически, хотя их можно получить, используя импульсный режим приводных двигателей [2, 3]. При выборе путей реализации ЦМ наиболее существенными являются требования к возможности перенастройки траекторий РО. В случае отсутствия возможности перенастройки в ЦМ можно использовать один привод с чисто механическим управлением. При этом необходимо для каждой степени свободы иметь свой отдельный привод и синхронизировать работу соответствующей СУ.

## Задача управления ЦМ

Аппаратно-конструктивная реализация ЦМ подразумевает два варианта исполнения СУ (рис. 1):

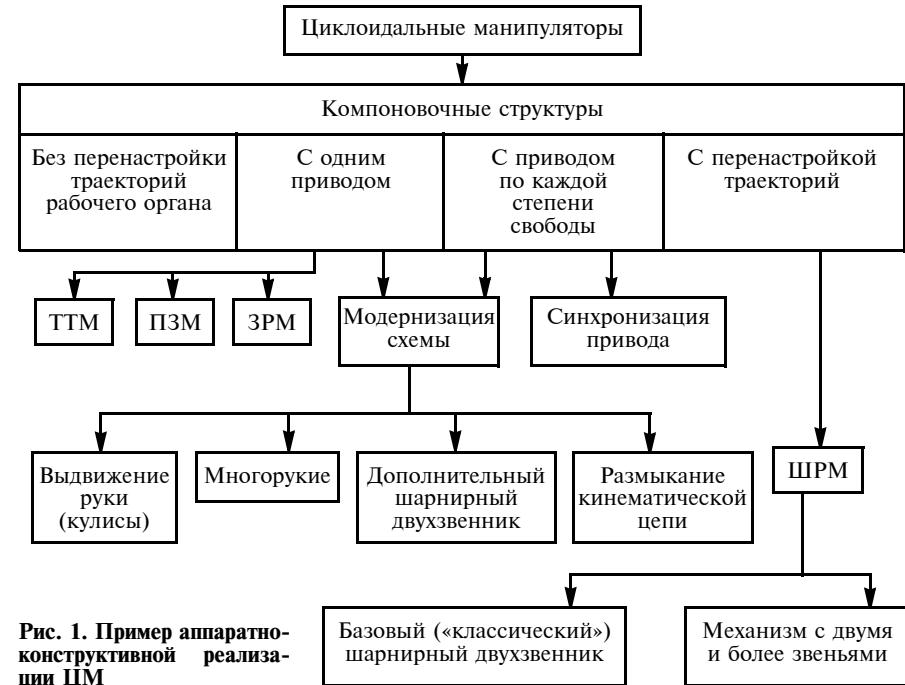
с программной перенастройкой [шарниро-рычажный механизм (ШРМ)];

без перенастройки [механизм с тросовыми тягами (ТТМ), планетарно-зубчатый механизм (ПЗМ), зубчато-рычажный механизм (ЗРМ)].

В последнем варианте требуемые соотношения угловых скоростей звеньев ЦМ задаются посредством зубчатых, тросовых или цепных передач от одного привода.

Привод ПР выбирается в зависимости от необходимого быстродействия и используемого технологического оборудования [4]. Основными параметрами являются угловая скорость ( $\omega_1$ ) и установка начального положения руки (рис. 2). Параметр  $\omega_1$  выбирается из условий быстродействия, при этом главным в рабочем режиме является поддержание  $N = \omega_2/\omega_1 = \text{const}$  в заданных пределах [5], что реализуется посредством простых стабилизаторов (релейные, мостовые, импульсные, непрерывного действия на основе электропривода постоянного тока с введением обратных связей по скорости). Схема подобного электропривода представлена на рис. 3.

Исходная конфигурация руки ЦМ может быть двух видов: звенья ЦМ сложены; звенья ЦМ распрямлены. При замыкании цепи по сиг-



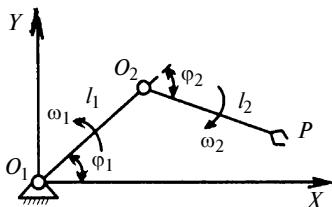


Рис. 2. Базовый классический шарнирный двухзвенник ЦМ

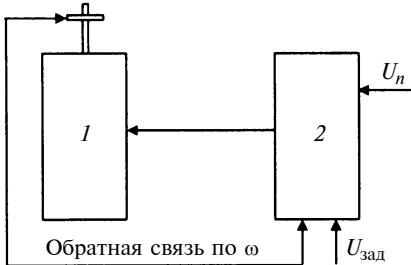


Рис. 3. Схема электропривода ЦМ с перенастройкой:

1 и 2 — электродвигатели первого и второго звена соответственно

налу датчика звенья руки выводятся в начальное положение. Параметры электропривода выбирают по известным методикам [4].

Циклоидальный закон управления звеньями задается в виде (см. рис. 2) [5]:

$$x = \cos\varphi_1 + \varepsilon \cos(N+1)\varphi_1;$$

$$y = \sin\varphi_1 + \varepsilon \sin(N+1)\varphi_1,$$

где  $N = \omega_2/\omega_1$ ;  $\varepsilon = l_1/l_2$ .

Траектории РО кодируются (таблица). Значения параметра  $N$  хранятся в памяти управляющего автомата.

Качество воспроизведения реализуемых траекторий РО определяется характеристиками регуляторов частоты вращения исполнительных двигателей. Основным назначением

этих регуляторов является снижение погрешности поддержания скорости электродвигателя при заданном значении выходного сигнала, в то время как момент нагрузки на выходном валу двигателя может значительно изменяться.

На первом этапе проектирования СУ ЦМ с перенастройкой определяют место использования ЦМ в составе РТЛ и РТК — это транспортные операции в качестве робота-пекладчика или привязка к процессам сварки, разметки, сверления и т. д. Тип СУ можно определять по-разному: по виду позиционного управления — транспортные операции, сверление, разметка, точечная сварка простых деталей (тип крышки, заглушки и т. д.); по виду контурного управления — резка, сварка, машинное нанесение орнамента и т. д.

При использовании ЦМ в составе роботизированных производств необходима их синхронизация с оборудованием по временным характеристикам, т. е.  $T_{Ц} = T_{ЦМ} + T_{об}$ , где  $T_{ЦМ}$  — время одного оборота ЦМ;  $T_{об}$  — время срабатывания оборудования. Причем ввиду высокого быстродействия ЦМ возможен вариант  $T_{Ц} = T_{об}$ , т. е. реализуется режим распараллеливания работы с оборудованием. Способ синхронизации определяет закон управления ЦМ, который достигается путем дискретного или непрерывного регулирования скоростей звеньев и выбора участка регулирования на траектории вблизи рабочих зон обслуживаемого оборудования.

Особенность управления ЦМ заключается в том, что в данных рабочих зонах электроприводы не отключаются

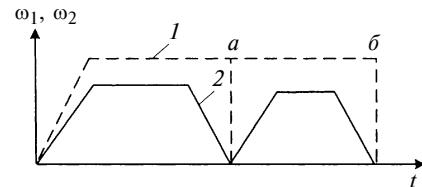


Рис. 4. Тахограммы ЦМ (1) и ПР (2) при выходе в заданное местоположение схваты

чаются, а сами зоны совмещаются с положениями выстоя, характеризуемыми мгновенным остановом РО, т. е. РО ЦМ останавливается, а вращения звеньев руки продолжаются, поэтому нет необходимости в торможении привода при позиционировании ЦМ, повышается быстродействие ЦМ. На рис. 4 приведены тахограммы ЦМ и серийного ПР с электроприводом ( $a, b$  — заданные точки позиционирования). Кроме того, упрощается СУ, структура электропривода, снижаются требования к датчикам, становится возможным применение более простых схем электроприводов.

Таким образом, СУ приводами ЦМ должна или стабилизировать угловые скорости до постоянных значений, или обеспечить программное изменение угловых скоростей в небольших пределах. Кроме того, возможны ситуации, при которых привод будет неуправляемым. Этим объясняется то, что при исследовании ЦМ основное внимание уделялось задачам механики, а управлению отводилась второстепенная роль.

ЦМ не являются классическими механизмами. Только в самых простых вариантах они представляют собой механизм с одной степенью свободы и одним нерегулируемым приводом. При этом должно сохраняться обязательное для ПР свойство — переналаживаемость, в конструкции должны использоваться несколько приводов и самостоятельные системы автоматического управления в соответствии с назначением ЦМ. Они должны представлять собой автоматические машины, а не программируемые вычислительные устройства, поэтому главным является формирование требуемых рабочих движений органов только кинематическими средствами [1].

Код $\varphi_1$	$N$	Код $\varphi_2$	Кривая точки подвеса	Знак параметра $N$
0001	3	000001		0
0001	3	000001		1
0001	4	000010		0
:	:	:	:	:

Примечание. В графе «Знак параметра  $N$ » 0 означает минус, 1 — плюс.

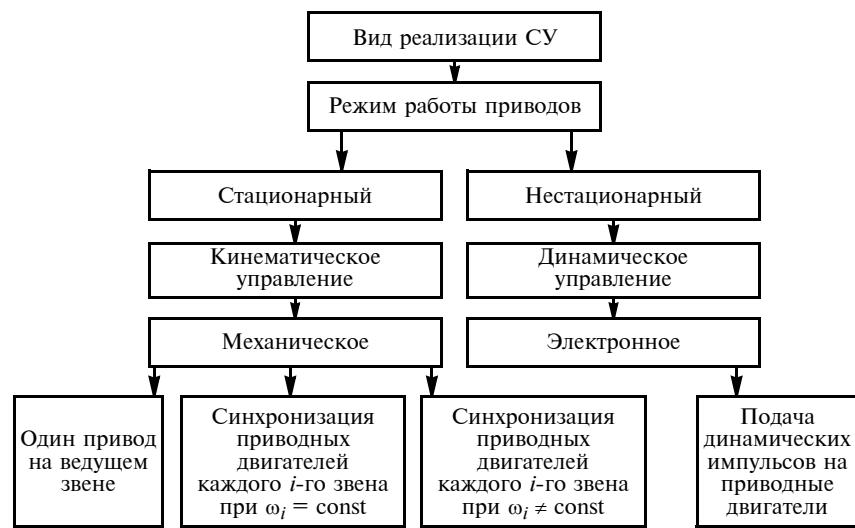


Рис. 5. Возможные виды реализации СУ ЦМ

Существует большое число производственных операций, которые можно автоматизировать с помощью простых программных механизмов. Нередко гибкость программы управления понимается лишь в смысле возможности перенастройки, а между циклами перенастройки СУ являются системами с жесткой логикой.

Итак, при отсутствии требований к перенастройке требуется жесткое

механическое управление. В этом случае достаточно одного привода для ведущего звена ЦМ. В случае требований к перенастройке необходимо иметь приводные устройства для каждой степени свободы. Их работа должна синхронизироваться соответствующей СУ (управляющим автоматом) [6]. Возможно и динамическое управление ЦМ с импульсным режимом работы приводов [2, 3] (рис. 5).

### Алгоритм и последовательность параметрического синтеза ЦМ

Создание ЦМ представляет собой взаимосвязанные этапы расчетов и проектирования. На стадии предварительных расчетов производится выбор двигателей и передаточных механизмов. На этапе конструирования предварительные расчеты проводят без учета динамики исполнительного механизма, поскольку еще не сформирована конструкция, неизвестны массоинерционные данные (массы, моменты инерции звеньев, координаты центров инерции) и данные для расчета жесткостей.

На рис. 6 представлен алгоритм расчета и синтеза ЦМ. Синтез компоновочной структуры ЦМ начинается с постановки задачи и определения метода поиска ее решения. Параметры проектируемого механизма являются внутренними параметрами синтеза, к которым относятся: число и длина звеньев в транспортирующих кинематических цепях; число и класс кинематических пар (ограничения в кинематических парах); типы приводов в при-

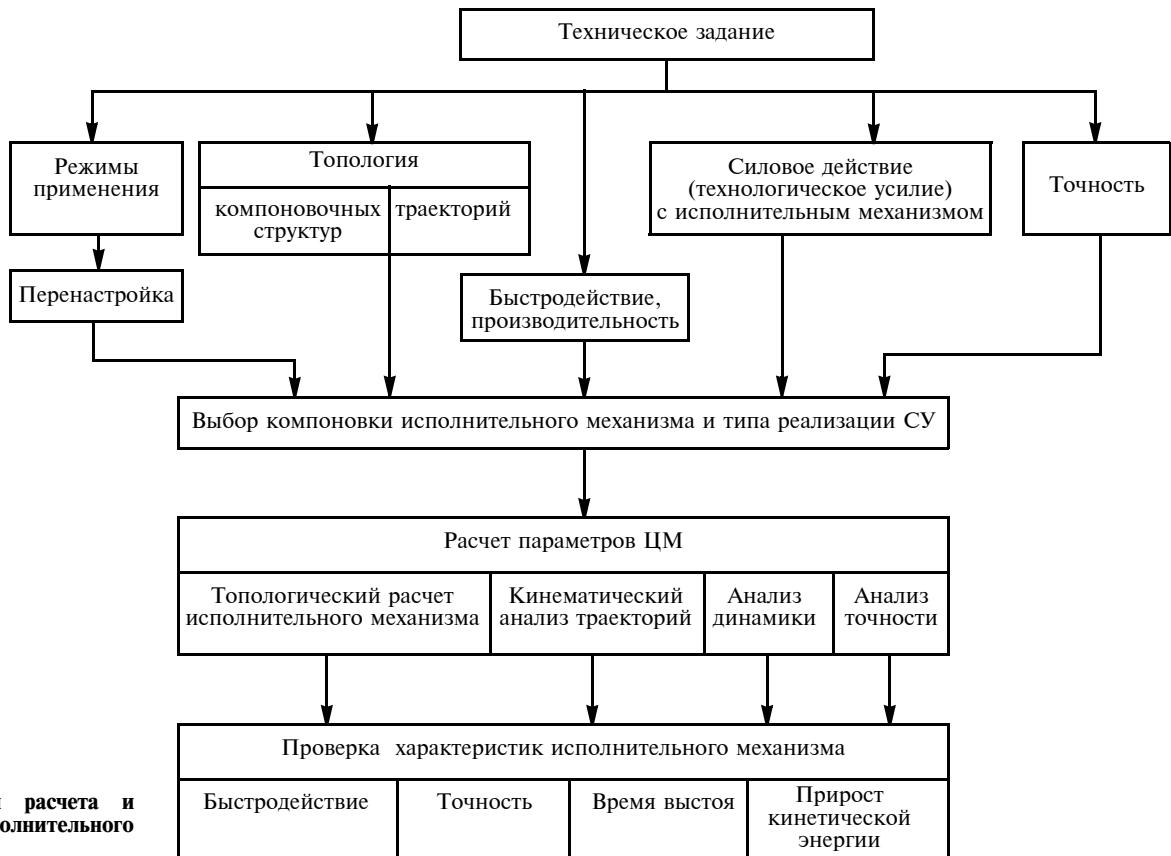


Рис. 6. Алгоритм расчета и проектирования исполнительного механизма ЦМ

водных парах; диапазоны скоростей и ускорений приводных устройств; точность. Связь между критериями оптимальности и внутренними параметрами формируется математической моделью.

При топологическом расчете ЦМ с одним приводом для создания планетарных передач используют как методы синтеза, так и методы кинематического и динамического анализов, при которых данный механизм рассматривается как передающее устройство, в то время как входной и выходной валы связаны набором передаточных отношений  $N_i$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ) [8]. Аналогично набор отношений  $N_i$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ), определяющих отношение угловой скорости ведомого звена к угловой скорости ведущего звена (для ПЗМ, ЗРМ и ТТМ — водила), определяют для циклоидальных траекторий.

Для этого подходят матрично-кодовый метод и преобразования, которые основываются на представлении компоновочных структур и их элементов в виде графа. Суть данного метода заключается не в рассмотрении каждого конкретного механизма, а в создании планомерного анализа механизмов данного класса на основе их разделения на элементарные механизмы с последующим

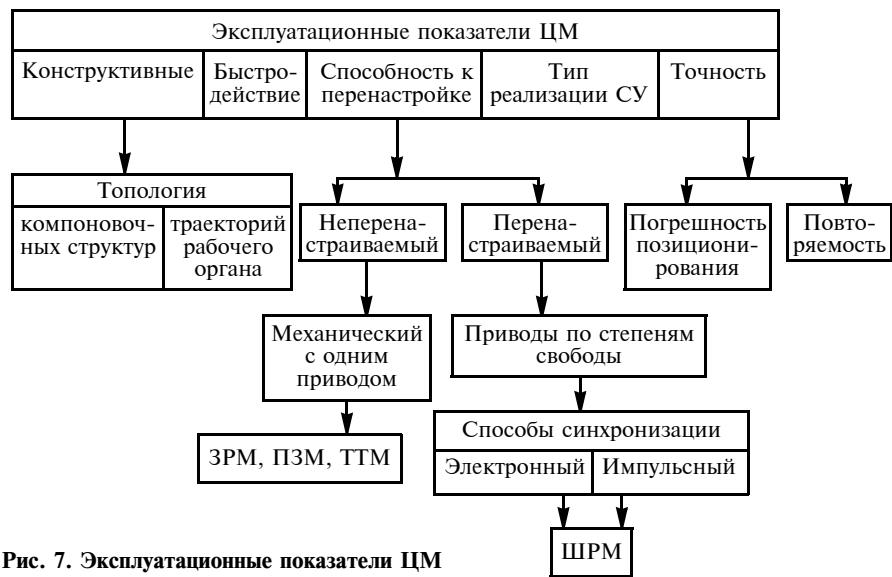


Рис. 7. Эксплуатационные показатели ЦМ

математическим отождествлением и построением общих вычислений [8].

В работе [8] представлен топологический расчет общего случая  $n$ -цепного зубчато-рычажного механизма, в работе [9] — алгоритм и методика топологического расчета подобных устройств на основе выделения исходных базовых модулей, элементарных механизмов и последующего иерархического синтеза.

В плане синтеза рассматриваемые манипуляторы имеют определенные преимущества, поскольку по топологии формирования кинематической схемы допускается реализа-

ция путем соединения небольшого набора простых исходных модулей, представляющих собой функционально и конструктивно независимые единицы. В конструктивный модуль кроме механизмов могут входить приводные средства, а также соответствующие энергетические и информационные коммуникации, обеспечивающие одну или несколько степеней свободы.

В соответствии с конкретным топологическим требованием из определенного набора модулей можно сформировать простые быстродействующие ЦМ.

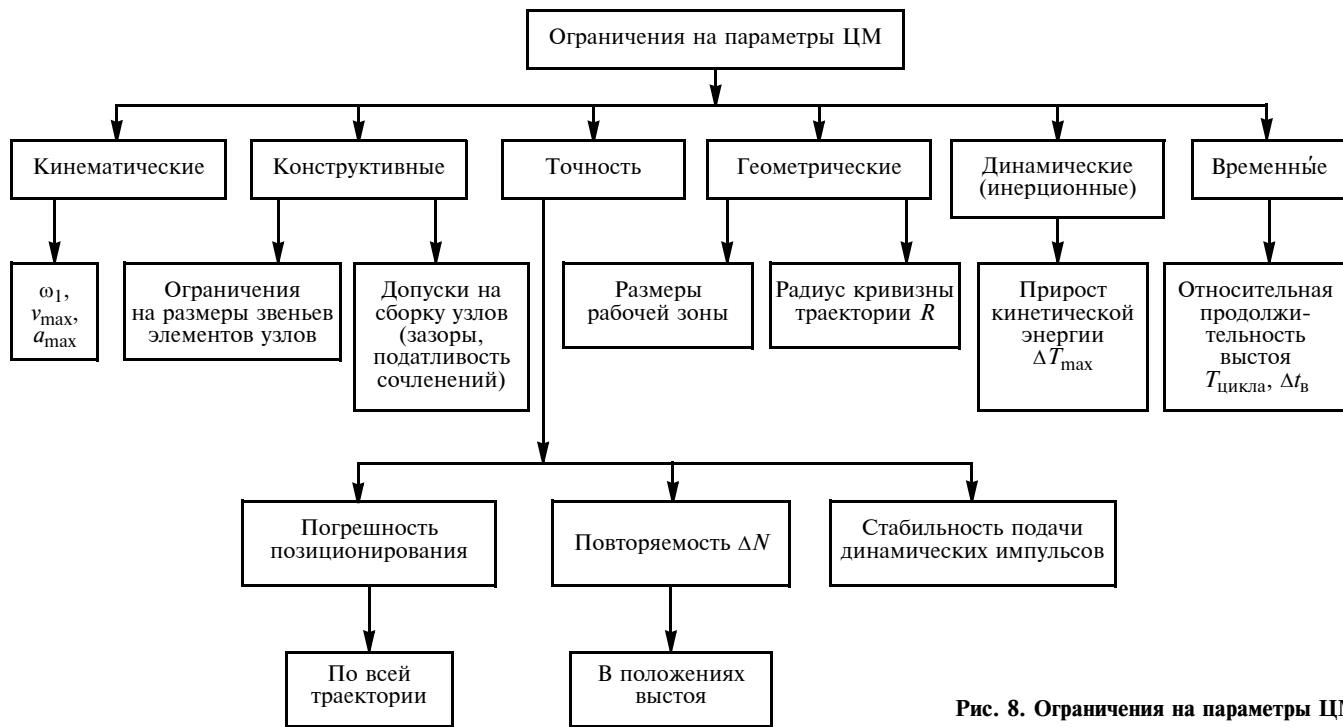


Рис. 8. Ограничения на параметры ЦМ

Требования к перемещениям объектов манипулирования и способы реализации устройств для их перемещений, включая ЦМ, рассмотрены в работе [7].

Вопросы топологии траектории, компоновочных структур, быстродействия, кинематики, динамики, точности ЦМ рассмотрены в монографии [6], а также в цикле статей, напечатанных в журнале "Вестник машиностроения" за 1987—2008 гг.

На рис. 7 приведены эксплуатационные показатели ЦМ, а на рис. 8 представлены ограничения на параметры ЦМ.

### Аппаратное исполнение СУ ЦМ

Для реализации СУ ЦМ выбрана блочно-модульная структура построения [6]. На низшем уровне это означает использование ручного ввода и отладку манипулятора (в транспортных роботах). Данный базовый модуль ЦМ отличается невысокой точностью, кроме того, имеются ограничения по использованию оборудования. Поэтому для повышения точности позиционирования ЦМ вводится блок синхронизации (БС), существенно расширяющий функциональные возможности СУ.

Блок синхронизации позволяет: поддерживать  $N = \omega_2/\omega_1 = \text{const}$  при разгоне электродвигателей при нагрузке на РО ЦМ; синхронизировать и регулировать время цикла при работе ЦМ с технологическим оборудованием; производить корректировку траектории РО в рабочей зоне; синхронизировать движение звеньев по инерционным характеристикам в рабочих зонах.

При работе ЦМ с оборудованием требуется синхронизация быстродействий в рабочих зонах, что обеспечивает максимальную эффективность в результате синхронизации в положениях выстоя РО. В этом случае работа БС начинается при срабатывании датчика положения при подходе РО к положению выстоя (рис. 9). Работа БС в режиме синхронизации с оборудованием аналогична режиму разгона.

При подходе РО к положению выстоя в некоторых случаях поле-

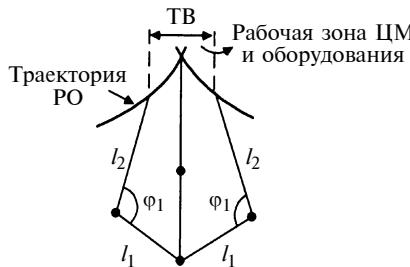


Рис. 9. Положения звеньев ЦМ в момент синхронизации

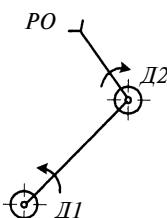


Рис. 10. Расположение датчиков положений выстоя

зен переход на более плавную траекторию для синхронизации инерционных параметров робота при захвате или установке объекта манипулирования. БС позволяет изменять угловую скорость одного из звеньев, оставляя скорость другого звена постоянной. Таким образом происходит переход с одной траектории на другую, более плавную, вблизи положения точки выстоя. Регулирование аналогично описанному выше.

Выбранная структура и схемотехника БС позволяют максимально использовать возможности ЦМ по быстродействию при совместной работе с технологическим оборудованием, они характеризуются высокой гибкостью, обеспечиваются набором необходимых функций, легко переналаживаются под оборудование.

**Блок коррекции.** При использовании ЦМ с предельными значениями угловых скоростей звеньев в транспортных операциях происходит смещение точек выстоя в сторону движения. Для устранения этого был разработан блок коррекции (БК), который осуществляет контроль и корректировку траектории РО в рабочих позициях обслуживающего оборудования. БК работает совместно с датчиками положений вы-

стоя (рис. 10), расположенными на звеньях руки.

Манипулятор устанавливают с привязкой к зонам выстоя и в каждой зоне настраивают датчики:  $D_1 = D_2 = 0$ ;  $D_1 = 1, D_2 = 0$ ;  $D_1 = 0, D_2 = 1$ ;  $D_1 = D_2 = 1$ . "0" означает промежуточное положение звеньев (вне зоны выстоя), т. е. коррекция отсутствует, "1" — звенья манипулятора отслеживают траекторию с заданной точностью.

Блок коррекции пассивно отслеживает зону выстоя, не вмешиваясь в управление ПМУ. Второе и третье состояния датчиков требуют коррекции. Коррекция происходит каждый раз при подходе к зонам выстоя независимо от блока управления приводами, что и улучшает динамическую точность ЦМ. Разновидности ЦМ рассмотрены в работе [9].

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Никифоров С. О. Циклоидальные манипуляторы: новые схемы, механика, управление, применение // Вестник машиностроения. 2002. № 6. С. 3—8.
2. Мархадаев Б. Е., Никифоров С. О. Манипуляторы с импульсным заданием движений // Вестник машиностроения. 2004. № 12. С. 3—8.
3. Мархадаев Б. Е., Никифоров С. О., Сосоров Е. В. Импульсные движения манипуляторов типовых кинематических схем // Вестник машиностроения. 2005. № 6. С. 3—8.
4. Бурдаков С. Ф., Первозванский А. А. Динамический расчет электромеханических следящих приводов промышленных роботов. Л.: Изд-во ЛПИ, 1982. 72 с.
5. А. с. 1108022 СССР: МКИ<sup>2</sup> В43 L11/00: Устройство для вычерчивания циклоидальных кривых.
6. Никифоров С. О., Челпанов И. Б., Слепнев В. В. Быстродействующие циклоидальные манипуляторы. Улан-Удэ: БИЕН СО РАН, 1996. 111 с.
7. Никифоров С. О., Павлов А. Н. Требования к перемещению объектов манипулирования и способы реализации устройств для их перемещений // Вестник машиностроения. 2006. № 3. С. 14—18.
8. Никифоров С. О. Матрично-кодовый метод расчета зубчато-рычажных циклоидальных механизмов с цепной передачей // Вестник машиностроения. 2003. № 8. С. 27—30.
9. Никифоров С. О., Мархадаев Б. Е. Классификация и топологические методы формирования переменных структур поликиклоидальных манипуляционных мехатронных устройств // Вестник машиностроения. 2007. № 12. С. 3—7.

О. Н. ЦУКАНОВ, д-р техн. наук, Д. Б. ЛОПАТИН, канд. техн. наук, Е. А. ПОЛУЭКТОВ  
(Южно-Уральский ГУ, г. Златоуст)

## Электромеханический привод для механизмов углового поворота объектов космической техники

Показаны преимущества электромеханического привода углового поворота с моментным вентильным двигателем и планетарным редуктором с цилиндроконическими зацеплениями по сравнению с уже существующими приводами того же назначения. Приведены структурная схема привода и схема зацеплений редуктора, а также некоторые рекомендации по их расчету.

The advantages of an angle rotation electromechanical drive with a moment thyratron motor and planetary reducer with cylinder-conic engagement in comparison with existing drives of the same appointment are shown. The block diagram and engagements scheme of the reducer and some recommendations on their calculation are presented.

Существующие конструкции электромеханических приводов механизмов углового поворота объектов космической техники (антенн, сканирующих устройств, солнечных батарей и пр.) сложны и, как правило, включают в себя коллекторный электродвигатель, предохранительные муфты и муфты одностороннего действия для самоторможения выходного вала, ряд цилиндрических зубчатых колес и волновую зубчатую передачу.

Специалисты кафедры "Техническая механика" филиала Южно-Уральского государственного университета (г. Златоуст) предлагают электромеханический привод с моментным вентильным электродвигателем (вместо коллекторного) и планетарным редуктором с цилиндроконическими зацеплениями  $2k-h$  (вместо редуктора с волновой зубчатой передачей) [1]. Конструкция такого привода проще (рис. 1) и отличается повышенной надежностью и долговечностью.

Относительно небольшая частота вращения вала вентильного электродвигателя позволяет напрямую (через муфту) соединять его с входным валом редуктора, а отсутствие щеточного разъема обеспечивает высокую долговечность. Специальная микропроцессорная

система управления двигателем обеспечивает любой закон движения вала (медленный разгон, торможение, удержание нагрузки и т. п.). Это позволяет исключить из схемы привода предохранительные муфты и муфты одностороннего действия.

Используемый в данной схеме планетарный редуктор с цилиндроконическим зацеплением  $2k-h$  не уступает по нагрузочной способности и массогабаритным показателям волновому зубчатому редуктору, к тому же он значительно долговечнее, так как возможно получение рабочих поверхностей зубьев высокой твердости и использование зацеплений с модулями больших значений.

Передаточное отношение данного планетарного редуктора (см. рис. 1):  $i = z_1 z'_2 / \{z_1 z'_2 - z'_1 z_2\}$ , где  $z_1$  — число зубьев зубчатых венцов сателлитов, входящих в зацепление с неподвижным центральным зубчатым колесом;  $z_2$  — число зубьев неподвижного центрального зубчатого колеса;  $z'_1$  — число зубьев венцов сателлитов, входящих в зацепление с подвижным центральным зубчатым колесом;  $z'_2$  — число зубьев подвижного центрального зубчатого колеса.

Подобные редукторы имеют небольшие массогабаритные параметры, высокую многопарность зацеплений при малой разности чисел зубьев центральных зубчатых колес и сателлитов, обеспечивают самоторможение выходного вала, широкий диапазон передаточных чисел, позволяют регулировать зазоры при сборке передач и в процессе эксплуатации редуктора вплоть до их полного устранения.

Наиболее нагруженными элементами цилиндроконического планетарного редуктора являются подшипники сателлитов и зубчатые зацепления. Именно эти элементы определяют габаритные размеры редуктора.

Если расчет выполняется традиционным способом, т. е. сначала геометрический расчет передач (для единичного модуля), а затем определять из условия прочности по изгибу модуль и число зубьев, то нередко подшипники не удается вписать в диаметр сателлита. В этом случае приходится увеличивать модуль (до следующего стандартного значения), а следовательно, увеличивать и размеры передач. А увеличение модуля приводит к ухудшению кинематических характеристик контакта в крайних точках фазы зацепления. Поэтому целесообразно при определении размеров редуктора расчет производить от подшипников сателлита к размерам сателлита, а затем уже вычислять модуль зацепления и определять геометрические параметры.

Исходными данными на начальной стадии проектирования являются: ресурс и режимы работы редуктора, номинальный момент на выходе, предельный момент удержания статической нагрузки, частота вращения выходного вала редуктора, номинальная частота вращения

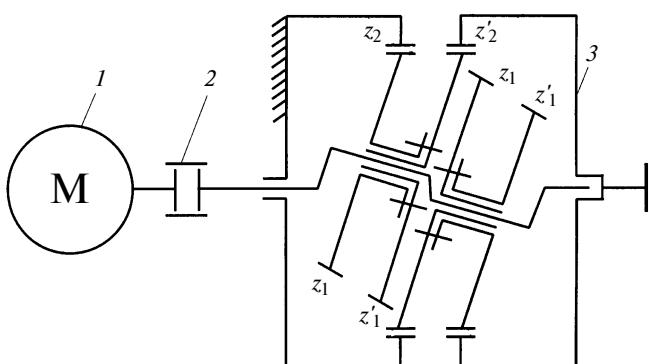


Рис. 1. Схема электромеханического привода:

1 — моментный вентильный электродвигатель; 2 — муфта; 3 — планетарный редуктор с цилиндроконическими зацеплениями  $2k-h$

вала приводного двигателя, а также параметры подшипников качения, используемые в качестве опор сателлитов.

Для расчета и выбора подшипников сателлитов разработан специальный программный модуль. Диаметр сателлита находится как функция наружного диаметра подшипника. Из расчета зубьев на изгибную прочность определяют модуль зацепления и соответствующее число зубьев меньшего из сателлитов редуктора. Числа зубьев остальных сателлитов определяют кинематическим синтезом.

Для раскрытия всех кинематических возможностей цилиндроконических зацеплений их синтез и анализ целесообразно выполнять в обобщенных координатах [2]. Для этого разработана специальная методика, реализованная в программном комплексе с использованием графического редактора Delphi. По определенному алгоритму компьютер сначала строит предельную область существования зацеплений редуктора, затем локальные области их существования, соответствующие определенному набору значений таких показателей, как коэффициент перекрытия, приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей зубьев и коэффициент скольжения в крайних точках зацепления. В зависимости от их значений рассчитывают параметры производящих контуров червячной фрезы и долбяка для нарезания зубьев сателлитов и центральных зубчатых колес. После этого определяют их размеры и параметры для контроля зубьев в различных торцевых сечениях: толщину зубьев, длину общей нормали в зацеплении.

На рис. 2 представлена схема зацеплений редуктора. Ширину зубчатых венцов сателлитов с числом зубьев  $z_1$  и  $z'_1$  обозначим соответственно  $b_1$  и  $b'_1$ , в обозначениях сателлитов с одинаковым числом зубьев добавим при большем диаметре вершин зубчатых венцов индекс "б", а при меньшем индекс "м".

Центральные зубчатые колеса испытывают примерно одинаковую нагрузку, поэтому их выполняют одинаковой ширины. Ширина зубчатых венцов  $b_{16}$  и  $b'_{16}$  ограничивается, с одной стороны, плоскостью разъема центральных зубчатых колес, с другой стороны — торцевой плоскостью, проведенной через центр симметрии узла сателлитов. Суммарная ширина венцов сателлитов распределяется между большим и меньшим венцами.

Из приведенной на рис. 2 схемы:

$$b_{16} = b'_{16} = 0,5\{(d_{a2} + d'_{a2})/2 - \Delta_{II}/\tan\Sigma\}\sin\Sigma - \Delta_c\},$$

где  $d_{a2}$ ,  $d'_{a2}$  — диаметры вершин зубьев соответственно неподвижного и подвижного центральных зубчатых колес;  $\Delta_{II}$  — зазор между центральными зубчатыми колесами;  $\Sigma$  — межосевой угол;  $\Delta_c$  — зазор между торцами сателлитов.

Рекомендуется принимать  $\Delta_{II} > 0,4m$ ,  $\Delta_c = (0,8 \div 1,2)m$ , где  $m$  — модуль зацеплений.

С учетом равной нагруженности больших и меньших венцов сателлитов ширина меньших венцов будет:

$$b_{1M} = b'_{1M} = (1,2 \div 1,5)b_{16}. \quad (1)$$

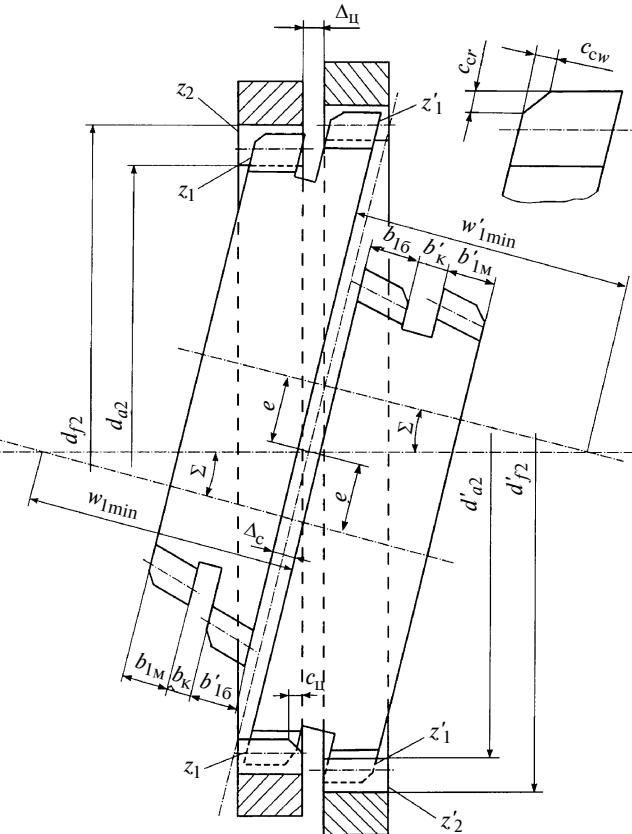


Рис. 2. Конструктивная схема цилиндроконических зацеплений планетарного редуктора типа 2k-h

Для предоставления интерференции зубьев большего венца с зубьями соседнего центрального зубчатого колеса между венцами сателлитов предусматриваются канавки шириной  $b_k = (1 \div 1,2)m$ . Общая ширина венцов сателлитов:

$$b_1 = b_{16} + b_{1M} + b_k \leq [b_1], \quad (2)$$

где  $[b_1]$  — допускаемая ширина венца сателлита, которая определяется при расчете локальной области существования зацепления.

Для предотвращения интерференции наружных торцевых кромок зубьев больших венцов сателлитов с зубьями соседних с ними центральных зубчатых колес на их торцах меньшего диаметра предусмотрены фаски с катетами  $c_{crb}$ ,  $c_{swb}$ , а также фаски на внутренних торцах венцов центральных зубчатых колес с катетом  $c_{II}$ . Кроме того, предусмотрены фаски с катетами  $c_{crm}$ ,  $c_{swm}$  на меньших торцах венцов сателлитов меньшего размера. Рекомендуемые размеры фасок:  $c_c = m$ ,  $c_{II} = 0,6m$ .

Если условие (2) не выполняется, то следует принять  $b_1 = [b_1]$  и выполнить разбивку ширины сателлитов между большим и меньшим венцами в соответствие с выражением (1).

Наиболее просто редуктор компонуется, если на стадии синтеза его зацеплений получены одинаковые диаметры впадин центральных зубчатых колес, т. е.  $d_f2 = d'f2$ . При этом легче избежать интерференции, к

тому же габаритные размеры передачи в осевом направлении будут меньше.

Из-за особенностей конфигурации передачи, определяющей условия ее компоновки, значения аппликат  $w_{1\min}$  и  $w'_{1\min}$ , которые задают положения внутренних торцевых сечений венцов сателлитов больших размеров соответственно с числами зубьев  $z_1$  и  $z'_1$  относительно точек пересечения их осей с осью центральных зубчатых колес, при синтезе зацеплений должны быть одинаковыми.

Эксцентризитет передачи (см. рис. 2):  $e = \{w_{1\min} - 0,5\Delta_c\}\operatorname{tg}\Sigma$ .

Тогда минимально возможное значение межосевого угла  $\Sigma_{\min} = \arcsin(2b_{16}/d_{a2})$ .

Для анализа синтеза зацеплений планетарного редуктора была разработана специальная программа [3],

которая предусматривает редактирование параметров зацеплений (для проверки данных) и внесение конструктивных изменений в расчетную схему.

Полученную в Delphi схему зацеплений можно перенести и в AutoCAD.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лопатин Б. А., Лопатин Д. Б., Казарцев Д. Н. Планетарный редуктор с цилиндроконическим зацеплением // Межотраслевая науч.-практ. конф. "Снежинск и наука". Снежинск: СФТИ, 2000. С. 100, 101.

2. Цуканов О. Н., Полуэктов Е. А. К анализу цилиндроконических зубчатых зацеплений в обобщенных координатах // Известия вузов. 2007. № 9. С. 10–12.

3. Лопатин Б. А., Цуканов О. Н., Калашников Д. Б. Программа для расчета и построения схемы зацеплений планетарного редуктора с цилиндроконическими зацеплениями // Компьютерные учебные программы и инновации. 2007. № 12. С. 183.

УДК 621.83

В. П. БОНДАЛЕТОВ, канд. техн. наук (Ковровская ГТА им. В. А. Дегтярева),  
Т. Е. БЫКОВА (ОАО "Зид", г. Ковров)

## Напряжения в соударяющихся элементах импульсной передачи

Анализ работы импульсной передачи, сопровождающейся ударами ее элементов, показал необходимость учета влияния приведенных масс механизма. Показана разница в изменениях скоростей соударения в корпусном и выходном механизмах свободного хода.

A work analysis of pulse gearing followed by blows of its elements has shown a necessity to take into account the influence of reduced masses of mechanism. A difference of the collision rates in hull and outlet overrunning clutches has been shown.

Особенностью импульсной передачи любого исполнения являются периодические знакопеременные импульсы, приводящие к соударениям элементов передачи. Так, в передаче с импульсным механизмом Левина и двумя храповыми механизмами свободного хода (МСХ) блочного типа в этом процессе участвуют не только тела вращения: сателлиты, центральное солнечное зубчатое колесо с валом реактора и элементы МСХ, расположенные на валу реактора, но и поступательно движущиеся сателлиты на определенных режимах.

На рис. 1 приведена инерционно-импульсная передача, состоящая из ведущего вала 4, приводящего во вращение импульсный механизм Левина, включающий в себя зубчатое колесо 1 внутреннего зацепления, с которым взаимодействуют сателлиты 2 с неуравновешенными грузами 3. С сателлитами кинематически связано и центральное солнечное зубчатое колесо с валом 5 реактора, на котором установлены два механизма свободного хода: корпусный МСХ 6 и выходной МСХ 7. Наружная обойма корпусного МСХ жестко соединена с неподвижным корпусом 9 передачи, наружная обойма выходного МСХ — с маховиком 10 выходного вала 8.

Сложный характер движения деталей в импульсном механизме Левина с плавающими сателлитами, которые совершают не только вращательные, но и поступательные движения, приводит к необходимости определения влияния приведенных масс механизма на напряжения, возникающие в соударяющихся телах и, прежде всего, в торце собаки и в зубе храповика МСХ, которые воспринимают основные ударные нагрузки.

Исходя из равенства кинетических энергий импульсного механизма и механизма с приведенной массой, последняя определяется выражением [1]

$$M_{\text{пр}} = \sum_1^k m_i \left( \frac{v s_i}{v_{\text{пр}}} \right)^2 + \sum_1^k J s_i \left( \frac{\omega_i}{v_{\text{пр}}} \right)^2, \text{ где } m_i \text{ — массы по-}$$

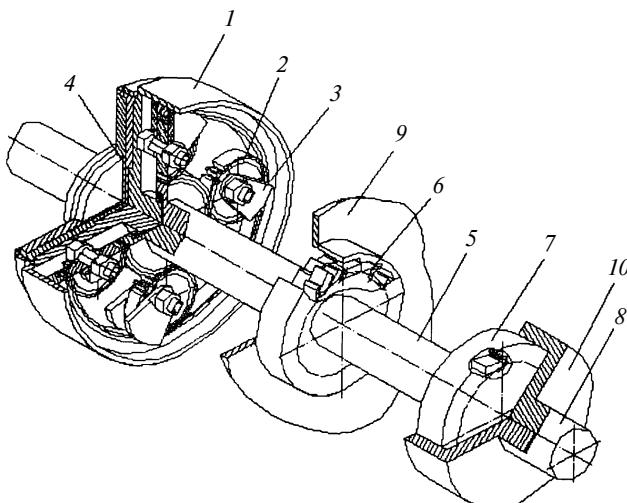


Рис. 1. Инерционно-импульсная механическая передача

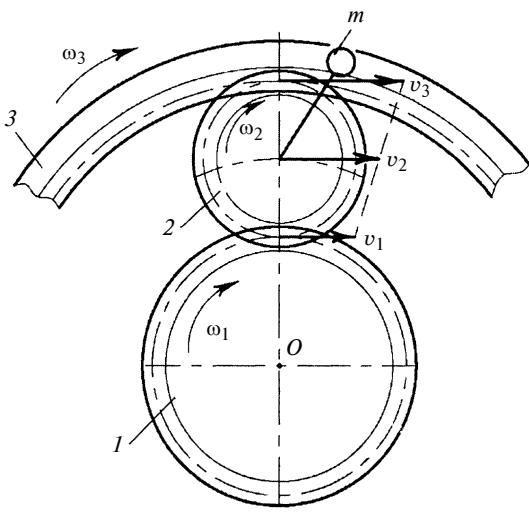


Рис. 2. Расчетная схема скоростей звеньев импульсного механизма

ступательно движущихся элементов механизма;  $J_{\text{sp}}^i$  — моменты инерции вращающихся элементов;  $v_{\text{sp}}^i$  и  $\omega_i$  — соответственно поступательная и угловая скорости движущихся элементов;  $v_{\text{пр}}$  — приведенная скорость.

В механизме Левина импульс создается с помощью неуравновешенных грузов 3, вращающихся на осях сателлитов. В этом случае кинетическая энергия складывается из работы, совершаемой при вращении сателлитов относительно собственной оси, а также из работы, совершаемой при поступательном движении сателлитов (рис. 2).

Ударные процессы зависят не только от масс соударяющихся тел, но и от их скоростей движения. С учетом движения всех элементов механизма кинетическая энергия вращающихся и поступательно движущихся элементов будет:

$$M_{\text{пр}} v_{\text{пр}}^2 = \frac{(J_{\text{p}} + 2J_{\text{MCX}})\omega_1^2}{2} + N \frac{(m_{\text{кат}} + 2m_{\text{гр}})v_2^2}{2} + N \frac{J_2 \omega_2^2}{2}. \quad (1)$$

Здесь  $\omega_1$  — угловая скорость реактора;  $J_{\text{p}}$  — момент инерции вала реактора относительно оси вращения;  $J_{\text{MCX}}$  — момент инерции элементов MCX, закрепленных на валу реактора;  $J_2$  — момент инерции сателлита с грузами относительно оси вращения;  $m_{\text{кат}}$ ,  $m_{\text{гр}}$  — массы сателлита и груза соответственно;  $N$  — число сателлитов;  $v_{\text{пр}}$  — линейная скорость зуба храповика в точке контакта с собачкой:

$$v_{\text{пр}} = \omega_1 r_{\text{xp}}, \quad (2)$$

где  $r_{\text{xp}}$  — радиус храповика в точке контакта с собачкой.

С учетом кинематики планетарной передачи [1] скорость вращения сателлита относительно оси находят из выражения

$$\omega_2 = \frac{\omega_3(r_1 + 2r_2) - \omega_1 r_1}{2r_2}, \quad (3)$$

тогда поступательная скорость движения оси сателлита

$$v_2 = \frac{\omega_3(r_1 + 2r_2) - \omega_1 r_1}{2}. \quad (4)$$

Из равенства (1) с учетом формул (2)–(4) приведенная масса импульсного механизма, вала реактора и двух MCX при ударе определяется формулой

$$M_{\text{пр}} = (J_{\text{p}} + 2J_{\text{MCX}}) \frac{1}{r_{\text{xp}}^2} + N(m_{\text{кат}} + 2m_{\text{гр}}) \times \\ \times \left( \frac{\omega_3(r_1 + 2r_2) + \omega_1 r_1}{2r_{\text{xp}} \omega_1} \right)^2 + NJ_2 \left( \frac{\omega_3(r_1 + 2r_2) - \omega_1 r_1}{2r_2 \omega_1 r_{\text{xp}}} \right)^2.$$

Исходя из назначения механической передачи, определяют режимы работы: пуск, разгон, прямая передача. В режиме пуска скорость ведущего вала может быть достаточно высокой, а скорости реактора и выходного вала или близки, или равны нулю. Условия соударения элементов в корпусном и выходном MCX различны. В корпусном MCX в соударении участвуют приведенная масса  $M_{\text{пр}}$  и масса  $M_{\text{к.пр}}$  корпуса привода. С учетом того, что  $M_{\text{к.пр}} \gg M_{\text{пр}}$ , в расчетах учитывается масса  $M_{\text{пр}}$ . Тогда расчетная масса редуктора:

$$M_{\text{пр.рас}} = M_{\text{пр}} M_{\text{к.пр}} / (M_{\text{пр}} + M_{\text{к.пр}}).$$

В выходном MCX, связывающем вал реактора с выходным валом, массы, участвующие в соударении, соизмеримы, их определяют по формуле

$$M_{\text{пр.рас}} = M_{\text{пр}} M_{\text{в.вых}} / (M_{\text{пр}} + M_{\text{в.вых}}),$$

где  $M_{\text{в.вых}}$  — приведенная масса выходного вала с трансмиссией за пределами импульсной передачи.

В режиме разгона увеличиваются частоты вращения вала реактора и выходного вала, соответственно меняются и приведенные массы как корпусного, так и выходного MCX при соударении. Для определения изменений этих параметров рассчитывают изменения приведенных масс корпусного  $M_{\text{пр.рас.кор}}$  и выходного  $M_{\text{пр.рас.вых}}$  MCX при следующих параметрах:

$$J_{\text{MCX}} = 5,946 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2, J_{\text{p}} = 1,278 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \\ m_{\text{кат}} = 0,084 \text{ кг}, m_{\text{гр}} = 0,101 \text{ кг}, J_2 = 7,57 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \\ r_{\text{xp}} = 0,039 \text{ м}, r_1 = 0,03 \text{ м}, r_2 = 0,018 \text{ м}, N = 6.$$

На рис. 3 показан характер изменения приведенных соударяющихся масс для выходного и корпусного MCX при постоянной частоте вращения ведущего вала  $n_3 = 4000 \text{ мин}^{-1}$ .

Зуб храповика MCX блочного типа не испытывает напряжений изгиба и среза, характерных для обычного храповика. Торцевой контакт зуба храповика и собачки происходит по дуге окружности радиуса  $R = L_c$ , что обеспечивает значительную площадь контакта поверхностей и снижает контактные напряжения (рис. 4). В этом случае значительным является напряжение деформации:  $\sigma_{\text{см}} = P_{\text{max}} / b_c h_c$ , где  $b_c$  — ширина собачки.

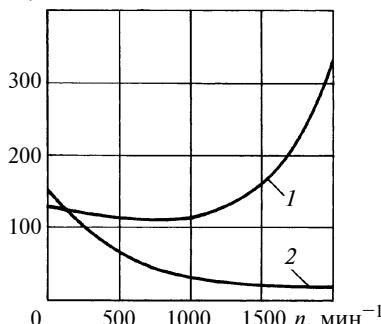


Рис. 3. Зависимости изменения приведенных масс при соударении корпусного (1) и выходного (2) МСХ

Максимальное усилие удара вычисляется по формуле [2]

$$P_{\max} = \left[ \frac{M_{\text{рас}} v_{\text{пр}}^2}{2} (n + 1) b^{\frac{1}{n}} \right]^{n/(1+n)},$$

где  $b = 2,33 \text{НД}(2R_{\text{пр}} + 1)$ ;  $n = 0,446(\text{НД})^{0,11}(2R_{\text{пр}} + 2)^{0,028}$ ; НД = 4200 МПа — твердость материалов храповика и собачки;  $R_{\text{пр}}$  — приведенный радиус контактирующих поверхностей.

На рис. 5 приведены зависимости изменения напряжений деформации для корпусного и выходного МСХ из стали 40Х (45–50 HRC).

Кинематика элементов корпусного и выходного МСХ обуславливает характер изменения скоростей  $v_{\text{пр}}$  соударения в корпусном и выходном МСХ. В корпусном МСХ скорость соударения определяется частотой вращения только вала реактора, для выходного МСХ  $v_{\text{пр}} = v_{\text{peak}} - v_0$ , где  $v_0$  — скорость выходного вала. По-

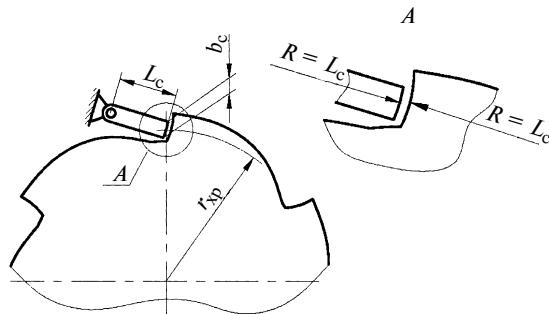


Рис. 4. Параметры МСХ

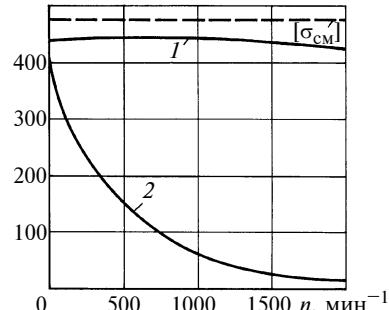


Рис. 5. Зависимости изменения напряжений деформации для корпусного (1) и выходного (2) МСХ

этому в режиме разгона скорость  $v_{\text{пр}}$  выходного МСХ снижается, а следовательно, уменьшается и напряжение  $\sigma_{\text{см}}$ .

Таким образом, условия нагружения элементов корпусного и выходного МСХ различны, и в режиме разгона эта разница увеличивается. В корпусном МСХ напряжения зависят от скорости входного вала, а также от приведенных масс вала реактора и элементов импульсного механизма. Напряжения деформации в зоне контакта собачки зуба храповика в МСХ блочного типа не являются определяющими с точки зрения прочности и могут быть снижены путем изменения высоты и ширины зуба храповика или торца собачки.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Механизмы / С. Н. Кожевников и др. М.: Машиностроение, 1976. 225 с.
- Дрозд М. С., Матлин М. М., Сидякин Ю. И. Инженерные расчеты упругопластической контактной деформации. М.: Машиностроение, 1986. 224 с.

УДК 621.81

А. А. ЖУКОВ, канд. техн. наук, А. П. НАВОЕВ, В. А. ЖУКОВ, канд. техн. наук, С. В. КОРЫТОВ  
(Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П. А. Соловьева)

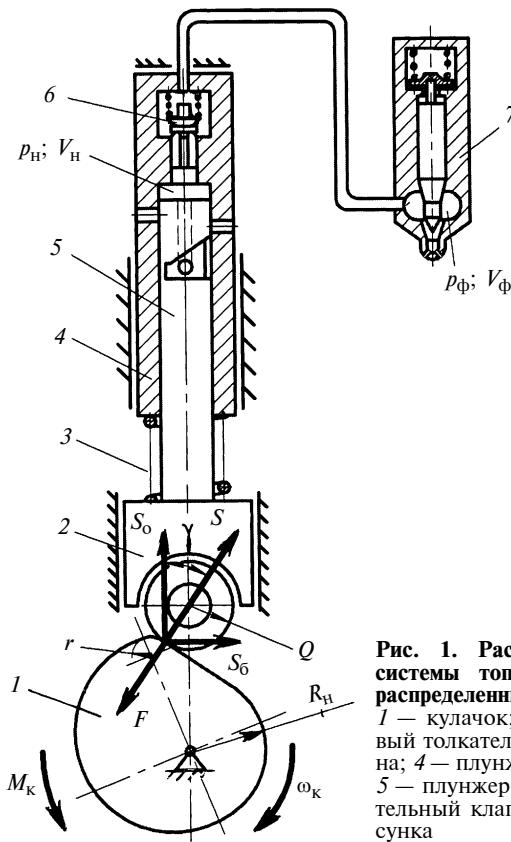
## Влияние повышения давления впрыска топлива на напряженное состояние зубчатых колес привода дизеля

Представлен анализ напряженного состояния зубчатых колес привода дизеля марки ЯМЗ. Показано, что повышение давления впрыска топлива приводит к росту контактных и изгибных напряжений в зубчатых зацеплениях. Получены зависимости напряжений в зубчатых колесах от момента на валу топливного насоса, определяемого давлением впрыска.

Analysis of a stress condition of diesel engine gear's cog-wheels, as applied to the diesel of Yaroslavl engineering plant, has been presented. It has been shown, that a fuel injection pressure heightening gives rise to the contact and flexural tensions growth in the gearwheels. The tensions in the gearwheels vs. the moment on the fuel pump's shaft, being determined by the injection pressure, have been obtained.

Одним из направлений снижения токсичности и дымности отработавших газов [1] является совершенствование процесса топливоподачи путем повышения давления впрыска топлива, что приводит к сокращению времени топливоподачи, повышению дисперсности распыляемого топлива, тем самым, оптимизируя процесс смесеобразования.

Исследования [2–4] показали, что для улучшения сгорания топлива требуется повышение давления впрыска до 150 МПа и более, которое можно осуществить лишь топливными насосами высокого давления (ТНВД) нового поколения. Однако при замене насосов серийно выпускаемых двигателей на ТНВД нового по-



**Рис. 1. Расчетная схема системы топливоподачи с распределенным впрыском:**  
1 — кулачок; 2 — роликовый толкатель; 3 — пружина; 4 — плунжерная втулка; 5 — плунжер; 6 — нагнетательный клапан; 7 — форсунка

коления при повышении давления впрыска топлива увеличивается напряженное состояние зубчатых зацеплений, что приводит к снижению их ресурса и может стать причиной выхода из строя привода. Поэтому необходимо определить степень влияния давления впрыска топлива на условия работы механизма привода ТНВД. Для исследований использовали отечественные дизели марки ЯМЗ с разделенным впрыском, оснащенные блочными плунжерными ТНВД. На рис. 1 приведена расчетная схема системы топливоподачи дизеля марки ЯМЗ. Значения давления впрыска топлива двигателей ЯМЗ приведены в табл. 1.

Давление в надплунжерной полости ТНВД зависит от угла поворота коленчатого вала, и его наибольшее значение будет в период впрыска топлива, а остальное время давление будет значительно меньше.

Пренебрегая силой трения в паре "кулачок—ролик толкателя", силу  $S$ , действующую на ролик со стороны кулачка, можно считать направленной по нормали к профилю кулачка,  $S_0$  и  $S_6$  — соответственно осевая и

боковая составляющие силы  $S$ ,  $\gamma$  — угол действия давления. На толкатель действуют движущая сила  $S$  и приведенная сила  $F$ , включающая в себя силу сопротивления пружины, силу, вызванную переменным давлением  $p_{\text{пл}}$  топлива в надплунжерной полости объемом  $V_H$  и силу трения. Крутящий момент  $M_K$  на валу кулачка ТНВД для создания движущей силы с учетом жесткости пружины и без учета деформации элементов цепи привода и кулачкового вала рассчитывают по формуле [5]

$$M_K = \frac{30 i_{\text{пл}} dh_{\text{пл}} / dt}{\pi n_k \eta_{\text{ТНВД}}} \left[ f_{\text{пл}} p_{\text{пл}} + \frac{d^2 h_{\text{пл}}}{dt^2} m_{\text{пл}}^\Sigma + C_{\text{пр}}^{\text{пл}} (h_{\text{пл}} + L_{\text{пред}}) \right] + M_{\text{соп}}, \text{Н} \cdot \text{м}.$$

Здесь:  $i_{\text{пл}}$  — число одновременно работающих плунжеров;  $dh_{\text{пл}} / dt$  — скорость плунжера;  $n_k$  — частота вращения кулачкового вала ТНВД;  $\eta_{\text{ТНВД}}$  — КПД ТНВД (для рядных ТНВД  $\eta_{\text{ТНВД}} = 0,77 \div 0,79$ );  $f_{\text{пл}}$  — площадь поперечного сечения плунжера;  $p_{\text{пл}}$  — давление топлива в надплунжерной полости;  $d h_{\text{пл}}^2 / dt^2$  — ускорение плунжера;  $m_{\text{пл}}^\Sigma$  — суммарная масса подвижных частей;  $C_{\text{пр}}^{\text{пл}}$  — жесткость возвратной пружины;  $h_{\text{пл}}$  — ход плунжера;  $L_{\text{пред}}$  — предварительная затяжка возвратной пружины;  $M_{\text{соп}}$  — момент, оценивающий потери мощности, не связанный с работой нагнетания:

$$M_{\text{соп}} = A_1 A_2 i_{\text{ц}} d_{\text{пл}}^2 h_{\text{пл max}},$$

где  $A_1$  — конструктивный коэффициент: для рядных или индивидуальных ТНВД при смазывании маслом  $A_1 = 1,0$ , для распределительных ТНВД при смазывании топливом  $A_1 = 8,8$ ;  $A_2 = 1125 \text{ кН}/\text{м}^2$  — коэффициент, характеризующий давление механических потерь, не связанных с работой нагнетания;  $i_{\text{ц}}$  — число цилиндров;  $d_{\text{пл}}$  — диаметр плунжера;  $h_{\text{пл max}}$  — максимальный ход плунжера.

Значения давлений в надплунжерной полости при различных углах поворота коленчатого вала представлены инженером А. А. Перепелиным (Ярославский завод топливной аппаратуры).

В табл. 1 приведены расчетные значения технических характеристик двигателей ЯМЗ.

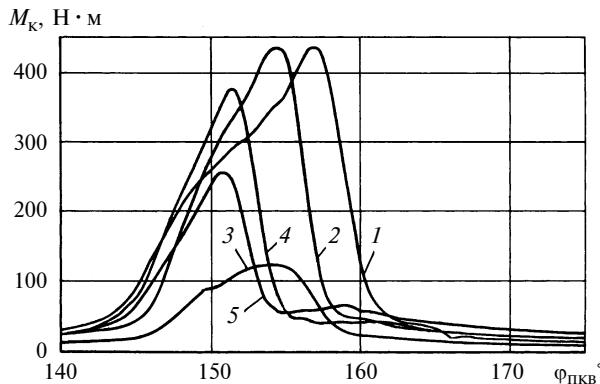
Таблица 1

**Технические характеристики двигателей ЯМЗ**

Дизель	Мощность, кВт/л	Давление впрыска топлива, МПа	Крутящий момент $M_e$ max, Н · м	Среднее эффективное давление, МПа	Удельный эффективный расход топлива $g_{e,n}$ , г/(кВт · ч)	Соответствие экологическим нормативам
ЯМЗ-238	11,84	32	883	0,68	234	Евро 0
ЯМЗ-8424	20,03	92,1	1860	1,16	225	Евро 1
ЯМЗ-8481	14,92	80,6	1620	0,94	212	Евро 2
ЯМЗ-7511	19,78	135,3	1715	1,24	215	Евро 2
ЯМЗ-658	26,72	139,9	1870	1,68	218	Евро 3

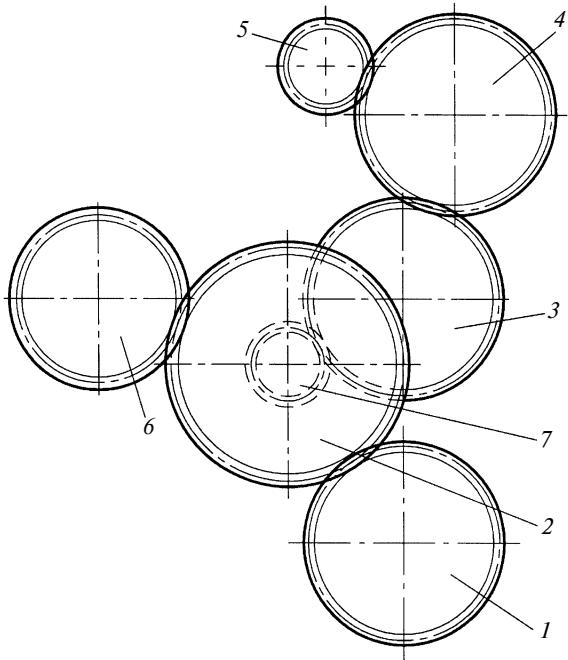
По полученным результатам были построены зависимости (рис. 2), анализ которых показал, что повышение давления впрыска топлива приводит к увеличению максимального значения момента сопротивления на кулачковом валу ТНВД в 3÷4 раза.

На рис. 3 представлена кинематическая схема привода ТНВД. На установившемся режиме работы момент сопротивления на кулачковом валу ТНВД равен крутящему моменту на зубчатом колесе привода ТНВД:  $M_k = M_{kp}$ . Зная крутящий момент, можно определить окружную (тангенциальную) силу  $F_t$ , действующую на зубья зубчатого колеса:



**Рис. 2. Зависимости изменения момента  $M_k$  сопротивления от угла  $\Phi_{pkv}$  поворота кулачкового вала ТНВД различных двигателей:**

1 — ЯМЗ-658; 2 — ЯМЗ-7511; 3 — ЯМЗ-238; 4 — ЯМЗ-8424; 5 — ЯМЗ-8481



**Рис. 3. Кинематическая схема привода двигателя ЯМЗ-840:**  
1 — ведущее зубчатое колесо коленчатого вала; 2, 7 — промежуточные зубчатые колеса привода распределительного вала; 3 — зубчатое колесо распределительного вала; 4 — зубчатое колесо привода ТНВД; 5 — зубчатое колесо пневмокомпрессора; 6 — зубчатое колесо привода насоса гидроусилителя рулевого управления

$$F_t = 2M_{kp}/d, \quad (3)$$

где  $d$  — делительный диаметр зубчатого колеса.

Увеличение момента сопротивления на валу ТНВД неизбежно приводит к увеличению крутящего момента и окружной силы.

Все прямозубые зубчатые колеса в приводе ТНВД устанавливаются с модулем  $m = 3$  мм, и углом зацепления  $\alpha = 20^\circ$  и азотированием на глубину  $h = 0,25 \div 0,4$  мм. С увеличением нагрузок в приводе ТНВД возрастут контактные и изгибающие напряжения в зубьях зубчатых колес.

Контактные напряжения в зубчатых зацеплениях рассчитываются по формуле [6]

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_t K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H9} u \pm 1}{b_w d_{w1}}} \leq [\sigma_H], \quad (4)$$

где  $Z_H = \sqrt{(2 \cos \beta) / \sin 2\alpha_w}$  — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей, для прямозубых колес  $Z_H = 1,76$ ;  $Z_M = \sqrt{\frac{2 E_1 E_2}{\pi [E_1(1 - v_2^2) + E_2(1 - v_1^2)]}}$  —

коэффициент, учитывающий механические свойства материалов зубчатых колес ( $E_1, E_2$  — модули упругости,  $v_1, v_2$  — коэффициенты Пуассона), для стальных зубчатых колес  $Z_M = 275$  МПа $^{1/2}$ ;  $Z_\epsilon$  — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, для прямозубых колес  $Z_\epsilon = \sqrt{(4 - \epsilon_a)/3}$ , где  $\epsilon_a = [1,88 - 3,2(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2})] \cos \beta$  — коэффициент торцевого перекрытия;  $F_t$  — окружная сила;  $u$  — передаточное отношение зубчатой пары;  $d_{w1}$  — начальный диаметр ведущего зубчатого колеса;  $b_w$  — ширина колеса;  $K_{H\alpha}$  — коэффициент нагрузки;  $K_{H\beta}$  — коэффициент концентрации нагрузки;  $K_{H9}$  — коэффициент динамической нагрузки;  $[\sigma_H]$  — допускаемое контактное напряжение.

Допускаемые контактные напряжения находятся из уравнения [6]

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_H} Z_R Z_9 K_L K_{XH}, \quad (5)$$

где  $\sigma_{H \lim}$  — предел контактной выносливости поверхности зуба;  $S_H$  — коэффициент безопасности;  $Z_R$  — коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности;  $Z_9$  — коэффициент, учитывающий окружную скорость;  $K_L$  — коэффициент, учитывающий влияние смазочного материала;  $K_{XH}$  — размерный коэффициент.

Напряжение при изгибе определяют по формуле

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t K_{F\beta} K_{F9}}{b_w m_n} \leq [\sigma_F], \quad (6)$$

где  $Y_F$  — коэффициент, учитывающий форму зуба;  $K_{F\beta}$  — коэффициент концентрации напряжений;  $K_{F9}$  — коэффициент динамической нагрузки;  $m_n$  — нормальный модуль зуба;  $[\sigma_F]$  — допускаемое напряжение изгиба.

Допускаемые напряжения изгиба определяются по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}}{S_F} Y_R Y_S K_{XF}, \quad (7)$$

где  $\sigma_{F\lim}$  — предел изгибной выносливости зубьев, соответствующий заданному числу циклов нагружения;  $S_F$  — коэффициент безопасности;  $Y_R$  — коэффициент,

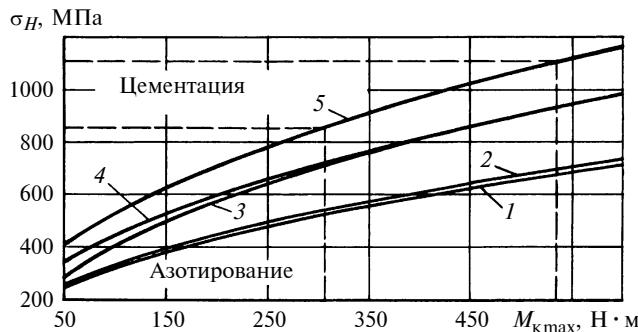


Рис. 4. Зависимости контактных напряжений в зубьях зубчатых колес от момента сопротивления на кулачковом валу ТНВД (поз. см. рис. 3):

1 — поз. 2; 2 — поз. 1; 3 — поз. 4; 4 — поз. 3; 5 — поз. 7



Рис. 5. Зависимости изгибных напряжений в зубьях зубчатых колес (поз. см. рис. 3) от момента сопротивления на кулачковом валу ТНВД:

1 — поз. 1; 2 — поз. 2; 3 — поз. 7; 4 — поз. 3; 5 — поз. 4

Таблица 2

Пределы выносливости и допускаемые напряжения в зубьях зубчатых колес [7], МПа

Упрочняющая обработка	$\sigma_{H\lim}^o$	$\sigma_{F\lim}^o$	$[\sigma_H]$	$[\sigma_F]$
Азотирование	1050	804	875	473
Цементация	1357	800	1131	471

Таблица 3

Значения предельно допустимых моментов сопротивления на валу ТНВД и максимального давления впрыска топлива

Упрочняющая обработка	$M_k$ , Н·м		$p_{vpr}$ , МПа	
	Изгибное напряжение	Контактное напряжение	Изгибное напряжение	Контактное напряжение
Азотирование	470,6	311,0	100÷105	85÷87
Цементация	468,5	535,4	100÷105	108÷110

учитывающий шероховатость поверхности;  $Y_S$  — коэффициент, учитывающий размеры зубьев;  $K_{XF}$  — коэффициент, учитывающий размеры зубчатых колес.

По результатам расчетов построены зависимости контактных (рис. 4) и изгибных (рис. 5) напряжений от момента сопротивления на кулачковом валу насоса, а следовательно, и от максимального давления впрыска топлива. Выбирать упрочняющую обработку для зубчатых колес следует на основании этих зависимостей. Анализ полученных зависимостей показал, что в наиболее тяжелых условиях работают зубчатые колеса 2—4 (см. рис. 3).

В табл. 2 [7] приведены значения пределов выносливости и допускаемых напряжений при контактных и изгибных напряжениях в зубчатых колесах с различными упрочняющими обработками. В ряде источников приводятся и другие значения пределов выносливости, так в работе [6] рекомендуется принимать предел прочности 880 МПа, а в работе [8] — 800 МПа. Поэтому с учетом этих данных значения допускаемых контактных и изгибных напряжений следует снижать. Таким образом, при повышении давления впрыска топлива при тех же параметрах зубчатых колес, необходимо снижать передаваемые моменты.

С учетом коэффициентов безопасности ( $S_Y = 1,2$ ,  $S_F = 1,7$ ), обеспечивающих запас прочности зубчатых колес, устанавливаются максимально допустимые моменты сопротивления на валу ТНВД и соответствующие им максимальные давления впрыска топлива (табл. 3).

Анализ полученных данных показал, что при превышении максимального давления впрыска топлива на 12,5 % максимальный момент сопротивления на новом валу ТНВД двигателя ЯМЗ-8424 больше на 30,2 %, чем двигателя ЯМЗ-8481, максимальные контактные напряжения — больше на 16,5 %, максимальные изгибные напряжения на 30,3 %. Учитывая соотношения значений для различных двигателей, приведенных в табл. 1, можно определить максимальные давления впрыска топлива для этих двигателей путем сравнения максимальных контактных и изгибных напряжений в зубчатых колесах с допустимыми значениями.

Анализ полученных результатов показал, что повышение давления впрыска в форсированных двигателях практически исчерпало запас прочности зубчатых колес, что подтверждает их интенсивное изнашивание.

Так как в двигателестроении имеет место тенденция к дальнейшему повышению давления впрыска топлива, то для систем с разделенным впрыском можно рекомендовать аккумуляторные системы, привод ТНВД которых работает в менее тяжелых условиях, а также системы, в которых давление впрыска повышается вследствие гидравлического удара [9].

Задача повышения нагрузочной способности зубчатых колес привода может быть решена следующими способами: изменением их геометрических параметров (делительный диаметр, модуль, ширина зубчатых колес); снижением жесткости элементов привода; применением более эффективной упрочняющей обработки; использованием для их изготовления более прочных

конструкционных материалов. Первые два способа для серийно выпускаемых двигателей мало приемлемы, поскольку требуют значительных изменений в конструкции. Поэтому наиболее эффективным способом можно считать упрочняющую обработку, обеспечивающую более высокую нагрузочную способность зубчатых колес, например такую, как цементация и нитроцементация, а также использование высокопрочного материала, например бейнитного чугуна [10].

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Морозов К. А. Токсичность автомобильных двигателей. М.: Легион-Автодата, 2000. 80 с.
2. Марков В. А., Баширов Р. М., Габитов И. И. Токсичность отработавших газов дизелей. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. 376 с.
3. Марков В. А., Кислов С. И., Хватов В. А. Характеристики топливоподачи транспортных дизелей. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. 296 с.
4. Кульчицкий А. Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей. Владимир: Изд-во Владимирского ГУ, 2000. 256 с.
5. Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А. Топливная аппарата и системы управления дизелей. М.: Легион-Автодата, 2004. 334 с.
6. Иосилевич Г. Б. Детали машин. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.
7. Технология двигателестроения / А. И. Дащенко, В. И. Гладков, П. Е. Елхов и др. М.: Изд-во МГТУ МАМИ, 2001. 496 с.
8. Производство зубчатых колес газотурбинных двигателей / Ю. С. Елисеев, В. В. Крымов, И. П. Нежурин и др. Под ред. Ю. С. Елисеева. М.: Высшая школа, 2001. 493 с.
9. Жуков В. А., Корытов С. В. Перспективы совершенствования аккумуляторных систем топливоподачи дизелей // Междун. науч.-техн. семинар "Исследование, проектирование и эксплуатация судовых ДВС" / Под общ. ред. О. К. Безюкова. СПб.: Изд-во "ПаркКом", 2006. С. 76—80.
10. Анализ напряженного состояния и повышение эксплуатационной долговечности зубчатых колес привода агрегатов двигателей ЯМЗ-840. Двигатели внутреннего сгорания / А. А. Жуков, В. А. Жуков, Н. А. Михайлов, А. П. Навоев // Всеукраинский науч.-техн. журнал. 2004. № 2. С. 99—103.

УДК 65.011.56:629.01:629.027

А. В. АНДРЕЙЧИКОВ, О. Н. АНДРЕЙЧИКОВА, доктора технических наук (Российский государственный университет инновационных технологий и предпринимательства), А. С. ГОРОБЦОВ, д-р техн. наук (Волгоградский ГТУ)

## Автоматизация проектирования активных подвесок транспортных средств<sup>1</sup>

Плавность хода современных транспортных средств можно улучшить, используя как пассивные (неуправляемые), так и активные (управляемые) виброзащитные подвески на основе различных упругих и демпфирующих элементов. Наиболее перспективными являются пневмогидравлические элементы, обладающие одновременно упругими и демпфирующими свойствами и отличающиеся высокой надежностью, малыми габаритными размерами и небольшой стоимостью.

В настоящее время пневмогидравлические подвески практически не применяются на гусеничных транспортных средствах. Поэтому актуальны исследования плавности хода гусеничных машин, оборудованных пневмогидравлическими виброзащитными элементами, и проблемы выбора эффективных виброзащитных элементов.

На этапе проектирования гусеничной машины выполняют математическое моделирование плавности хода. На рис. 1 приведена расчетная схема семикатковой гусеничной машины с пассивной пневмогидравлической подвеской, в которой предусмотрено задание подвески опорного катка тремя элементами — балансиром с опорным катком, штоком с поршнем и корпусом пневмогидравлического элемента, соединенных между собой и корпусом машины соответствующими кинематическими парами.

Упругая характеристика пневмогидравлического элемента определяется уравнением политропы с показателем 1,3, его демпфирующая характеристика принята кусочно-линейной и состоит из четырех участков.

Силы сухого трения постоянны и отличаются от состояния покоя и скольжения. Расчетная схема предусматривает два ограничения хода катка — верхний и нижний, кроме того, учитываются радиальная податливость бандажей катков, их демпфирующие свойства и силы, возникающие от продольного наклона неровностей профиля. Влияние натяжения гусеницы на опорные катки представлено двумя постоянными силами, на-

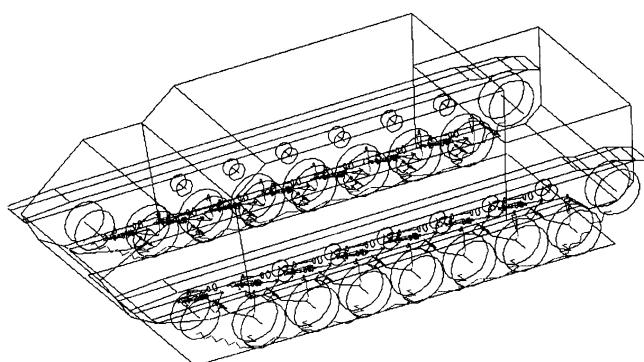


Рис. 1. Расчетная схема гусеничной машины для моделирования плавности хода

<sup>1</sup> Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ, проект № 07-08-12011-офи.

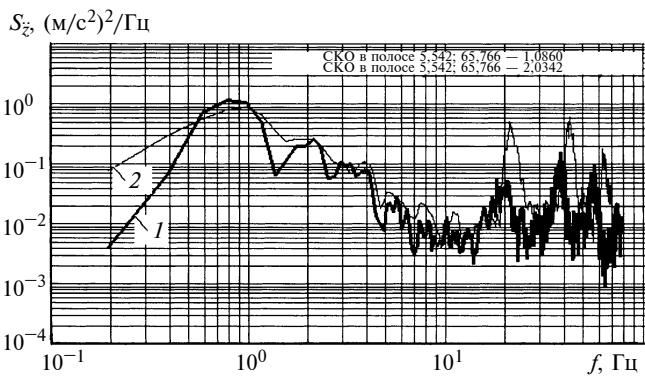


Рис. 2. Спектры вертикальных ускорений  $S_z$  в зависимости от частоты колебаний при движении машины по разбитому бульжнику со скоростью 54 км/ч:

1 — пятиткатковая, массой 11,5 т; 2 — семикатковая, массой, 15,5 т (СКО — средние квадратичные отклонения)

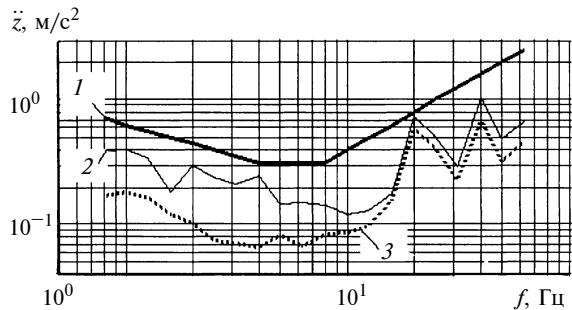


Рис. 3. СКО вертикальных ускорений в третьеквтавных полосах частот при движении машины со скоростью 54 км/ч:

1 — нормативные ускорения по ISO 2631; 2 — по разбитому бульжнику; 3 — по ровному бульжнику

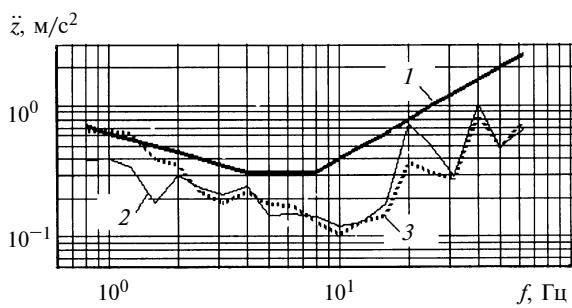


Рис. 4. СКО вертикальных ускорений в третьеквтавных полосах частот при движении машины по разбитому бульжнику со скоростью 54 км/ч:

1 — нормативные ускорения по ISO 2631; 2 — при подвеске со штатными пневмогидроэлементами; 3 — при подвеске с пневмогидроэлементами с уменьшенной демпфирующей силой в 5 раз

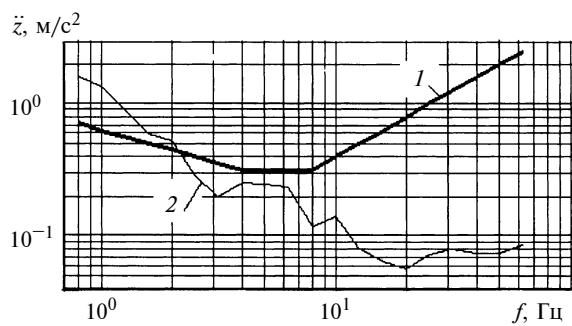


Рис. 5. СКО вертикальных ускорений в третьеквтавных полосах частот при движении машины по треугольным неровностям со скоростью 19 км/ч:

1 — нормативные ускорения по ISO 2631; 2 — при подвеске со штатными пневмогидроэлементами

правленными к соседним каткам по линии точек контакта катков с профилем [1].

Вычисления проводили с помощью программного комплекса ФРУНД для моделирования динамики систем тел [2]. Моделирование движения машины осуществляли на различных скоростях по случайным неровностям на основных режимах: по ровному и разбитому бульжнику, а также по специальным треугольным неровностям (наиболее неблагоприятный режим). При движении по треугольным неровностям подвеска должна обеспечивать требуемую плавность хода по ускорениям. Параметры, характеризующие плавность хода транспортного средства, фиксировали для случая пассивной подвески сидения водителя.

На рис. 2—5 приведены результаты исследований, анализ которых показал следующее. Пассивная пневмогидравлическая подвеска обеспечивает эффективное демпфирование низкочастотных колебаний во всем диапазоне эксплуатационных скоростей движения машины, однако высокий уровень демпфирующей силы, реализованный в пневмогидравлических элементах, приводит к увеличению интенсивности высокочастотных колебаний на межкатковых гармониках, существенно снижая плавность хода транспортного средства. Генерации высокочастотных колебаний в значительной степени способствуют элементы ходовой части гусеничной машины: катки, балансиры и элементы их крепления. Поэтому для эффективного гашения одновременно и низкочастотных, и высокочастотных колебаний при различных скоростях движения машины необходимо управление демпфирующей силы подвески.

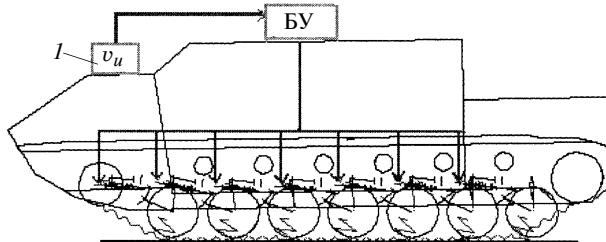


Рис. 6. Схема активной системы управления пневмогидравлической подвеской гусеничной машины

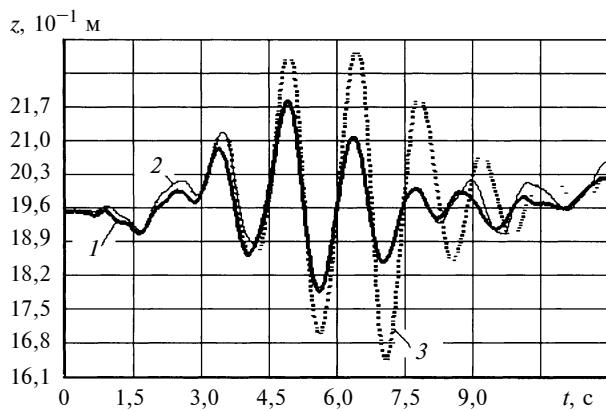


Рис. 7. Вертикальные перемещения передней части машины при езде по треугольным неровностям со скоростью 19 км/ч с различными пневмогидроэлементами подвески:

1 — с активными; 2 — со штатными пассивными; 3 — с уменьшенной в 5 раз демпфирующей силой



На рис. 6 показана схема активной системы управления пневмогидравлической подвеской гусеничной машины. Сигнал с датчика 1, определяющего вертикальную скорость корпуса машины, поступает в блок управления (БУ), который сравнивает текущую скорость с пороговой скоростью  $v_u$ . Если модуль текущей скорости превышает  $v_u$ , блок управления на время  $T_u$  включает вторую ступень демпфирования, т. е. подвеска работает в жестком режиме. По истечении этого времени сопротивление гидроамортизаторов соответствует исходному значению, включается первая ступень демпфирования, подвеска снова работает в мягком режиме. Таким образом, гидроамортизаторы имеют два коэффициента сопротивления, значения которых различаются в несколько раз. Нормальным считается первая ступень демпфирования, вторая ступень включается только по показанию датчика 1.

Для проверки алгоритма управления демпфированием исследовали различные варианты движения семикатковой гусеничной машины по треугольным неровностям с разбитым булыжником. Анализ полученных результатов (рис. 7) показал, что при управлении пневмогидравлическими элементами по предложенному алгоритму значительно улучшается плавность хода и в 2÷3 раза уменьшается нагревание пневмогидравлических элементов.

На втором этапе проектирования, используя банк данных по имеющимся виброзащитным устройствам [3], был разработан ряд управляемых пневмогидравлических вибродемпферов с различными принципами действия дроссельных элементов.

На третьем этапе использовали систему поддержки принятия решений, основанную на методе анализа иерархий [4]. С учетом потребностей производителей транспортных средств оценивался спрос на каждое пневмогидравлическое виброзащитное устройство (ПВЗУ). Были определены три сегмента рынка: производители тракторов, производители автобусов и троллейбусов, производители железнодорожного подвижного состава.

Иерархическая структура спроса на ассортиментную группу активных подвесок транспортных средств приведена на рис. 8. На нижнем уровне иерархии представлены пять различных элементов дросселирующих устройств пневмогидравлических виброзащитных систем.

Рассматриваются пять альтернатив:  $A_1$  — воздушный дроссель резонансного типа;  $A_2$  — однокамерный дроссель с сыпучей средой, работающий на виброожижении;  $A_3$  — маятниковые осцилляторы резонансного действия;  $A_4$  — дроссель, работающий на виброперемещении жидкости;  $A_5$  — дроссель, работающий на виброперемещении твердого тела.

Цель (фокус иерархии) конкретизируется на втором уровне иерархии показателями, определяющими степень

Таблица 1

Матрица парных сравнений показателей, определяющих привлекательность сегментов

Показатель	Объем	Рост	Конкуренция	Покупательная способность	Эффективность продвижения	Вектор приоритетов
Объем	1	5	1/5	1/7	1/2	0,206
Рост	1/5	1	1/3	1/5	1/2	0,217
Конкуренция	5	3	1	1/3	5	0,194
Покупательная способность	7	5	3	1	7	0,311
Эффективность продвижения	2	2	1/5	1/7	1	0,072

Таблица 2

**Векторы приоритетов показателей, определяющих степень привлекательности сегментов рынка для различных потребителей и результирующий вектор приоритетов**

Потребитель	Показатель					Результирующий вектор приоритетов
	Объем	Рост	Конкуренция	Покупательная способность	Эффективность продвижения	
Производители железнодорожных локомотивов	0,389	0,375	0,235	0,338	0,386	0,362
Производители электротранспорта и автобусов	0,265	0,249	0,402	0,335	0,253	0,303
Производители тракторов	0,346	0,376	0,363	0,327	0,361	0,335

Таблица 3

**Определение вектора приоритетов альтернатив относительно фокуса иерархии**

Альтернатива	Потребитель			Результирующий вектор приоритетов
	Производители железнодорожных локомотивов	Производители электротранспорта и автобусов	Производители тракторов	
$A_1$	0,205	0,223	0,186	0,19
$A_2$	0,125	0,131	0,198	0,14
$A_3$	0,257	0,185	0,182	0,21
$A_4$	0,115	0,174	0,229	0,21
$A_5$	0,298	0,287	0,205	0,25

привлекательности сегментов рынка, расположенных на третьем уровне. В качестве обобщенных потребительских требований рассматривались:  $T_1$  — виброзащитные свойства;  $T_2$  — новизна принципа действия;  $T_3$  — надежность (безотказность, долговечность, ремонтопригодность и т. д.);  $T_4$  — возможность настройки на различные режимы;  $T_5$  — конструкционно-технологическую сложность;  $T_6$  — качество виброзащиты при различной ориентации в пространстве;  $T_7$  — реализация различных законов демпфирования;  $T_8$  — компактность;  $T_9$  — ремонтопригодность и сложность технического обслуживания.

Оценка элементов иерархии выполнялась методом парных сравнений. Пример матрицы парных сравнений, определяющих привлекательность сегментов рынка, приведен в табл. 1.

Ниже приведены вопросы, на которые отвечал эксперт, оценивая привлекательность сегментов рынка по ряду показателей:

- Объем . . . . . Какой сегмент по числу потенциальных покупателей больше и насколько больше?
- Рост . . . . . Какой сегмент по росту продаж более предпочтителен в ближайшее время, насколько?
- Конкуренция . . . . . Какой сегмент более конкурентоспособен и насколько?
- Покупательная способность потребителей . . . . В каком сегменте выше покупательная способность выше и насколько?

Эффективность продвижения . . . . . Покупатели какого сегмента более восприимчивы к рекламе, насколько?

Векторы приоритетов показателей, характеризующих степень привлекательности по каждому потребителю, вектор приоритетов важности факторов и результирующий вектор приоритетов сегментов относительно фокуса иерархии приведены в табл. 2.

На заключительном пятом этапе определяли векторы приоритетов для каждого сегмента рынка и результирующий вектор приоритетов (табл. 3), который показывает уровень спроса на альтернативы, в данном случае пневмогидравлические виброзащитные устройства. Видно, что наибольшим спросом будет пользоваться альтернатива  $A_5$ , т. е. дроссель, работа которого основана на виброперемещении твердого тела.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Колмаков В. Н. Некоторые кинематические соотношения в балансирной подвеске // Межвузовский тематический сб. "Динамика колесных и гусеничных машин". Волгоград: 1980. С. 39—45.
2. Горобцов А. С., Карцов С. К. Опыт компьютерного моделирования вибраций конструкций транспортных средств // 5-я междунар. конф. "ICOPV-2001". М.: 2001. С. 186—190.
3. Андрейчиков А. В., Андрейчикова О. Н. Компьютерная поддержка изобретательства (методы, системы, примеры применения). М.: Машиностроение, 1998. 468 с.
4. Саати Т. Л. Принятие решений при зависимостях и обратных связях: Аналитические сети. М.: Изд-во ЛКИ, 2008.

Ш. К. ИСМАИЛОВ, д-р техн. наук (ОмГУПС, г. Омск),  
В. П. СМИРНОВ, д-р техн. наук (РГОТУПС),  
О. В. ГАТЕЛЮК, канд. физ.-мат. наук, В. В. БУБЛИК (ОмГУПС, г. Омск)

## Энергосберегающие режимы регулирования мощности электровозов переменного тока с непрерывным контролем температуры электрооборудования

Установлен характер термомеханического старения, определяемый увеличением внутреннего теплового сопротивления силовых полупроводниковых приборов в преобразовательных агрегатах. Выявлены причины низкой надежности электронного оборудования электровозов. Предложен способ увеличения срока его эксплуатации.

A thermomechanical ageing character has been ascertained, which is determined by increasing of internal thermal resistance of power semiconductor devices in the transducing aggregates. The reasons of low reliability of electric locomotive's electronic equipment have been revealed, and a method of its operation life extension has been proposed.

Эксплуатация силового электрооборудования, силовых полупроводниковых приборов (СПП) в преобразовательных агрегатах (ПА) электрической тяги и электроснабжения с нерегулируемым принудительным охлаждением показала, что основные повреждения СПП при импульсных тепловых нагрузках обусловлены термомеханическим старением припоея, нарушением контактов между СПП и охладителями из-за колебаний температур при нерегулируемом охлаждении.

Характер термомеханического старения определяется увеличением внутреннего теплового сопротивления СПП и повышением температуры  $p-n$ -структур вследствие нарушения контактных соединений внутри СПП и контакта СПП с охладителем. Поэтому чаще всего вентили выходят из строя из-за перегрева. Доля вентилей с внутренним обрывом составляет не менее 10 % от всех СПП, замеченных в процессе эксплуатации ПА тяговых подстанций.

Эксплуатация вентилей В200 штыревой конструкции показала, что при внутреннем тепловом сопротивлении СПП больше 0,45 °C/Vт; а также при значениях 0,5 и 0,55 °C/Vт появляются значительные дефекты и происходит полное разрушение паяных контактов СПП в ПА тяговых подстанций электровозов ВЛ60К, ВЛ80К, ВЛ80Т и электропоездов ЭР9П.

Для вентилей В200 интенсивность отказов  $\lambda_0 = 5 \cdot 10^{-6} 1/\text{ч}$ .

Результаты расчетов по формуле (1) показали, что при изменении температурного режима СПП на 10 °C интенсивность отказов в среднем увеличивается на 25 % (рис. 1).

Циклостойкость СПП, зависящая от колебаний температуры, определяется выражением

$$N_{\text{ц}} = A \Delta \vartheta^{-m},$$

где  $\Delta \vartheta$  — колебания температуры,  $A$  и  $m$  — постоянные коэффициенты, устанавливаемые экспериментально.

Для СПП В200 получены следующие значения коэффициентов:  $A = 3,5 \cdot 10^{13}$ ,  $m = 5$  при  $\Delta \vartheta < 65$  °C;  $A = 6,0 \cdot 10^7$ ,  $m = 2$  при  $\Delta \vartheta > 65$  °C. Зависимость изменения циклостойкости  $N_{\text{ц}}$  СПП В200 от колебаний температуры  $\Delta \vartheta$  показано на рис. 2. При предельно допустимой температуре выпрямляющего элемента циклостойкость равна 5000 циклам.

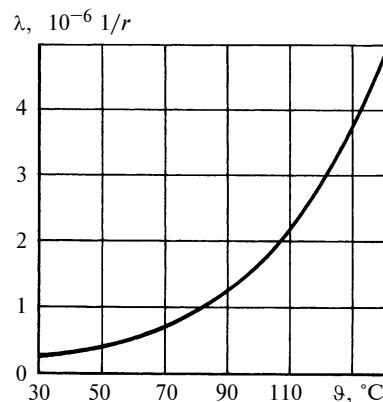


Рис. 1. Зависимость изменения интенсивности отказов СПП В200 от температуры

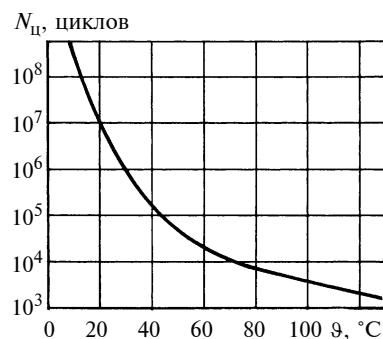


Рис. 2. Зависимость изменения циклостойкости СПП В200 от колебаний температуры выпрямляющего элемента

Таким образом, надежность СПП в ПА определяется средним температурным показателем, который зависит от средних потерь электроэнергии в СПП и колебаний его значений, зависящих от потерь энергии во времени. Так как режим охлаждения определяется температурой СПП, которая зависит от потерь энергии, то за показатель тепловой нагрузки вентиляций целесообразно принять токовую нагрузку ПА.

Исследования показали, что отказы выпрямительно-инверторных преобразователей (ВИП) электровозов, эксплуатируемых в Восточных регионах страны, нередко обусловлены чрезмерным превышением их температуры из-за неравномерности нагрузки и недостаточной вентиляции. Число отказов ВИП, на долю которых приходится более 10 % повреждений электровозов, можно существенно снизить, обеспечив оптимальную температуру элементов ЗИП. При этом исключается перегрев тиристоров и их переохлаждение в зимнее время года. Перегрев и колебания температуры ухудшают теплоотдачу в контакте "тиристор—охладитель", что приводит к ускоренному тепловому старению электронных приборов и изменению их характеристик. Это увеличивает неравномерность распределения нагрузки оборудования электровоза и приводит к нарушениям работы преобразователей ("броскам" тока) из-за помех, особенно в зимнее время года. При этом электровоз снидается с эксплуатации до устранения причин отказа.

Наибольшее число отказов вызвано повреждением электрооборудования, около четверти отказов электровозов ВЛ85 приходится на ВИП-4000. Для выяснения причин низкой надежности электрооборудования были проведены исследования на влияние температуры окружающей среды и влажности воздуха. Анализ полученных результатов показал, что причиной выхода из строя реакторов РС-78 является перегрузка по току и неудовлетворительная вентиляция всего электрооборудования электровоза.

Вентиляционные испытания, проведенные в октябре—ноябре, показали, что у 82,2 % исследуемых ре-

акторов расход воздуха был меньше номинального. Причем у трети реакторов расход воздуха был в 2 раза меньше расчетного, а у 23,3 % составил меньше 1/4 от номинального значения, что приводит к перегреву реактора и даже к их возгоранию. Основными причинами снижения расхода воздуха являются: изломы валов вентиляторов, срыв вентиляторных колес, неправильное направление вращения лопастей вентиляторов, полное или частичное перекрытие регулировочных заслонок.

Кроме того, надежность сглаживающих реакторов СР3 и СР4 в 2,6 раза ниже надежности реакторов СР1 (СР6) и СР2 (СР5). Часто это вызвано некачественным ремонтом, а именно, не выполнением проверок крепления подводящих шин и очистки обмоток, что приводило к снижению коэффициента теплоотдачи. К тому же в СР3 и СР4 были сняты уплотняющие прокладки, что явилось дополнительной причиной уменьшения расхода вентиляционного воздуха.

В 1990÷1992 гг. массовый выход из строя мотор-вентиляторов (МВ1, МВ2, МВ3), охлаждающих ВИП и СР, тяговых электродвигателей (ТЭД) электровозов ВЛ85 на Северобайкальской железной дороге из-за излома валов ввиду отсутствия температурного контроля привел к многочисленным возгораниям секций электровозов и повреждению оборудования на 80÷90 %.

Большое число пожаров на электровозах происходит из-за возгора-

ния СР, ТЭД и асинхронных вспомогательных машин (АВМ).

Анализ возгораний электровозов на Дальневосточной и Забайкальской железных дорогах за последние 10 лет показал, что их причиной стали неисправности оборудования, связанные с нарушениями при ремонте, а также плохой контроль на электровозоремонтных заводах. Были и возгорания из-за включения главных выключателей вручную, что запрещено инструкцией по эксплуатации [2]. Пожарная нагрузка на электровозах ВЛ60, ВЛ80, ВЛ85 не должна превышать 50 кг пожароопасных материалов на 1 м<sup>2</sup>, что не всегда соблюдается. Кроме того, на всех электровозах, за исключением электровозов ВЛ85, ВЛ65 и ЭП1, отсутствует система автоматического обнаружения возгорания, а из средств пожаротушения имеются только ручные огнетушители. Статистика возгораний на электровозах и их причины приведены в табл. 1 [2].

Учитывая вышеизложенное, а также острую необходимость в ресурсо- и энергосберегающих технологиях, увеличивающих срок эксплуатации электрооборудования электровозов, в настоящее время большое внимание уделяется вопросам эксплуатации электровозов на энергосберегающих режимах. Для этого необходим непрерывный контроль температуры электрооборудования, позволяющий избежать возгораний ТЭД, СР, АВМ и дающий возможность отключения силового блока или увеличения подачи охлаждаю-

Таблица 1

**Причины и статистика возгораний на электровозах**

Причина возгорания	Число возгораний	Частость $m_i, \%$
Короткое замыкание электрооборудования:	208	88,1
в высоковольтных камерах	26	11,1
в ТД	80	33,9
в цепях управления	17	7,2
в низковольтных цепях	11	4,7
в силовых цепях	21	8,9
в высоковольтных цепях	21	8,9
в сглаживающих реакторах	7	3,0
во вспомогательном оборудовании (реле, компрессоры и др.)	19	8,0
в тяговых трансформаторах	6	2,5
Повреждение подшипников или изломы валов вентиляторов	7	3,0
Отсутствие должного контроля	9	3,8
Прочее (поджог, неосторожное обращение с огнем и др.)	12	5,1
Всего	236	100

шего воздуха в случае перегрева электрооборудования. Ввиду того, что значительная часть железных дорог проходит по равнинным и равнинно-холмистым местностям, мощность электровозов на этих участках недоиспользуется, так как электровозы работают в половину номинальной мощности, при этом асинхронные вспомогательные электрические машины и оборудование остаются включенными и потребляют  $350 \div 400$  кВт.

Возможны различные способы энергосберегающего регулирования мощности электровозов (ЭРМЭ):

ЭРМЭ 1 — отключение силовых блоков (СБ) при включенной вентиляции и непрерывный контроль температуры обесточенного электрооборудования для того, чтобы не допустить его переохлаждения в зимнее время года. Отдельный силовой блок состоит из выпрямительного инверторного преобразователя, сглаживающего реактора и двух—трех тяговых электродвигателей;

ЭРМЭ 2 — отключение вентиляции на выбеге состава и при малых нагрузках с непрерывным контролем температуры силового электрооборудования, исключающим его перегрев в летнее время года;

ЭРМЭ 3 — отключение нескольких силовых блоков и их вентиляции при непрерывном контроле температуры включенного электрооборудования (летнее время года).

При штатной системе управления (ШСУ) электровозом, например электровоза ВЛ85, суммарные потери мощности (постоянно включены все шесть СБ) составят:

$$\Sigma \Delta P_{\text{ШСУ}} = 2\Delta P_{c.t} + 6\Delta P_{\text{ВИП}} + 6\Delta P_{c.p} + 12\Delta P_{\text{TЭД}} + 12\Delta P_{z.p.}$$

где  $\Delta P_{c.t}$  — потери в силовом трансформаторе;  $\Delta P_{\text{ВИП}}$  — потери в выпрямительно-инверторном преобразователе;  $\Delta P_{c.p}$  — потери в сглаживающем реакторе;  $\Delta P_{\text{TЭД}}$  — потери в тяговом электродвигателе;  $\Delta P_{z.p.}$  — потери в зубчатой передаче.

При ЭРМЭ 1 возможны пять режимов (ЭРМЭ 1.1 — включены пять СБ; ЭРМЭ 1.5 — включен один СБ), причем чем меньше включено силовых блоков для обеспечения одной и той же мощности, тем меньше затра-

ты электроэнергии. В режиме ЭРМЭ 1 силовые блоки работают на более высоких зонах регулирования при больших значениях токов нагрузки, чем при ШСУ, с меньшими суммарными потерями мощности. Так для ЭРМЭ 1.5 суммарные потери:

$$\Sigma \Delta P_{\text{ЭРМЭ 1.5}} = \Delta P_{c.t} + \Delta P_{\text{ВИП}} + \Delta P_{c.p} + 2\Delta P_{\text{TЭД}} + 12\Delta P_{z.p.}$$

При этом КПД электровоза (по сравнению с электровозом с ШСУ) существенно выше, что обеспечивает снижение потребления электроэнергии.

На участках с равнинным или равнинно-холмистым характером местности или (и) с пониженной скоростью движения и при выбегах (езды порожняком) можно применять режим ЭРМЭ 2. При ШСУ все приводные двигатели мотор-вентиляторов (МВ) включены, их входная мощность определяется выражением

$$\Sigma \Delta P_{\text{ШСУ}}^{\text{МВ}} = 2\Delta P_{\text{МВ1}} + 2\Delta P_{\text{МВ2}} + 2\Delta P_{\text{МВ3}} + 2\Delta P_{\text{МВ4}}.$$

При среднем напряжении контактной сети 28,3 кВ входная мощность МВ достигает 350 кВт. Работа без вентиляции (вариант ЭРМЭ 2) на выбеге и на малых токовых нагрузках существенно сокращает затраты электроэнергии.

Наиболее эффективным является режим ЭРМЭ 3, при котором отключены и силовые блоки, и их вен-

тиляция. Исследования показали, что при прогоне порожних поездов с электровозами ВЛ85 по сорокакилометровому перегону Таловка—Селенга—Тимлюй с горизонтальным профилем местности в режиме ШСУ при использовании второй зоны регулирования средний ток ТЭД составил 100 А. При переходе на режим ЭРМЭ 3.5 (один СБ из шести и два МВ из восьми) экономия электроэнергии составила 37 %.

Для определения необходимого числа включенных СБ и МВ для различных местностей в зависимости от массы поезда, скорости движения и напряжении  $U_c$  контактной сети были разработаны диаграммы, построенные на зависимости ускоряющих сил  $f_y$  от скорости  $v$  движения.

Кроме того, разработаны схемы управления электровозами, обеспечивающие три варианта энергосберегающего регулирования мощности. Дополнительными элементами являются промежуточные реле РЛ-280, РП-282, РП-1/4, которые выполняют переключения в цепях управления электровозов. Включаются/выключаются реле с помощью тумблера ПТ26-1, находящегося на пульте управления электровозом. Разработаны схемы усовершенствованных цепей управления электровозом ВЛ85.

Режимы управления электровозом ВЛ85 приведены в табл. 2—6.

В режимах ЭРМЭ 1 и ЭРМЭ 3 (первый вариант) для уменьшения

Таблица 2  
Варианты режимов ЭРМЭ 1 для электровоза ВЛ85

Режим	Положение тумблеров			Состояние СБ					
	S123 (S124)	S125 (S126)	S127 (S128)	1	2	3	4	5	6
ЭРМЭ 1.1	+	—	—	+	+	+	+	+	+
ЭРМЭ 1.2	—	+	—	+	+	+	—	—	+
ЭРМЭ 1.3	+	+	—	+	+	+	—	—	—
ЭРМЭ 1.4	—	+	+	+	—	—	—	—	+
ЭРМЭ 1.5	+	+	+	+	—	—	—	—	—

Примечание. «+» — включен; «—» — отключен.

Таблица 3  
Режимы для электровоза ВЛ85

Режим	Положение тумблеров			Состояние МВ					
	S129 (S130)	S131 (S132)	Секция 1			Секция 2			
			1	2	3	3	2	1	
ШСУ ЭРМЭ 2	— +	— +	+	+	+	+	—	—	+

Таблица 4

## Варианты режимов ЭРМЭ 3 для электровоза ВЛ85

Режим	Положения выключателей (В) и тумблеров (S)				Состояние СБ						Состояние МВ					
	B1	B2	B3	S121 (S122)	1	2	3	4	5	6	1	2	3	Секция 1		
					1	2	3	4	5	6				1	2	3
ЭРМЭ 3.1	+	+	+	+	+	+	+	+	+	-	+	+	+	+	+	-
ЭРМЭ 3.2	+	-	+	-	+	-	+	+	-	+	+	-	+	+	-	+
ЭРМЭ 3.3	+	-	+	+	+	-	+	+	-	-	+	-	+	+	-	-
ЭРМЭ 3.4	+	-	-	-	+	-	-	-	-	-	+	-	-	-	-	+
ЭРМЭ 3.5	+	-	-	+	+	-	-	-	-	-	+	-	-	-	-	-

Таблица 5

## Варианты режимов ЭРМЭ 3 для первой (головной) секции электровоза ВЛ85

Режим	Положения выключателей (В) и тумблеров (S)						Состояние СБ						Состояние МВ					
	S136	S137	S138	B1	B2	B3	1	2	3	4	5	6	1	2	3	Секция 1		
																3	2	1
ЭРМЭ 3.1	+	-	-	+	+	+	+	+	+	-	+	+	+	+	+	-	+	+
ЭРМЭ 3.2	+	-	-	+	+	-	+	+	-	-	+	+	+	+	+	-	+	+
ЭРМЭ 3.3	+	+	-	+	+	-	+	+	-	-	+	+	+	+	+	-	+	+
ЭРМЭ 3.4	+	+	-	+	-	+	-	+	-	-	+	+	+	+	+	-	+	+
ЭРМЭ 3.5	+	+	+	+	-	-	-	-	-	-	-	+	-	-	-	-	-	-

Таблица 6

## Варианты режимов ЭРМЭ 3 для второй (головной) секции электровоза ВЛ85

Режим	Положения выключателей (В) и тумблеров (S)						Состояние СБ						Состояние МВ					
	S136	S137	S138	B1	B2	B3	1	2	3	4	5	6	1	2	3	Секция 1		
																3	2	1
ЭРМЭ 3.1	+	-	-	+	+	+	+	+	+	-	+	+	+	+	+	-	+	+
ЭРМЭ 3.2	+	-	-	+	+	-	+	+	-	-	+	+	+	+	+	-	+	+
ЭРМЭ 3.3	+	+	-	+	+	-	+	+	-	-	+	+	+	+	+	-	+	+
ЭРМЭ 3.4	+	+	-	+	-	+	-	+	-	-	+	+	+	+	+	-	+	+
ЭРМЭ 3.5	+	+	+	+	-	-	-	-	-	-	-	+	-	-	-	-	-	+

числа включенных СБ машинист должен перевести штурвал главного вала электровоза КМ-87 в положение "НР" (начало регулирования).

При использовании режимов ЭРМЭ 3 можно поочередно уменьшать число включенных СБ (от ЭРМЭ 3.1 до ЭРМЭ 3.5) без перевода штурвала главного вала в положение "НР", т. е. без полного сброса тяги электровоза.

Как показала эксплуатация электровозов, работающих на переменном токе, в режиме энергосберегающего регулирования мощности необходима непрерывная диагностика температур их силового электрооборудования.

Разработана система непрерывной диагностики температуры силового электрооборудования для электровоза ВЛ85, которая включает в себя две схемы, в первой схеме в качестве датчиков температуры ТЭД, ВИП и СР используются медные

термометры сопротивления, включенные в плечо моста контролируемого оборудования, в трех остальных плечах установлены прецизионные сопротивления. Питание осуществляется от источника стабилизированного напряжения. Диагональ моста соединена с микроамперметрами, которые находятся в кабине машиниста и показывают текущую температуру контролируемых объектов. Во второй схеме в качестве датчиков температуры используют позисторы. Датчики входят в цепь устройства встроенной тепловой защиты. При увеличении температуры контролируемого оборудования до допустимого значения промежуточное реле включает световую сигнализацию и обесточивает систему формирования импульсов ВИП.

Для обеспечения энергосберегающих режимов на электровозах ВЛ85 потребуется дополнительная установка тридцати позисторов

СТ14-1А и СТ14-2А (12 шт. на ВИП, 6 — на СР, 12 — на ТЭД), шесть устройств температурной защиты, шесть реле РП-282, два трансформатора 220/220/60-150, шесть выпрямителей. Провода ПС-300 сечением 1,5 мм<sup>2</sup> от датчиков температуры к устройствам и далее к реле укладываются в монтажные трубы. Таким образом, небольшие затраты позволят существенно сократить электрозатраты и повысить срок эксплуатации электрооборудования электровозов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Математическая статистика / Под ред. А. М. Длина. М.: Высшая школа, 1975. 400 с.
2. Сероухов Р. Л., Сиваков Г. Н. Анализ состояния пожарной безопасности электроподвижного состава на сети железных дорог / 3-я междунар. науч. конф. творческой молодежи. Дальневосточный ГУ путей сообщения. Хабаровск: 2003. Т. 1. С. 47, 48.

# Методологические основы создания и применения механизированного оборудования для дуговой сварки с импульсной подачей электрода

Установлены области рационального использования полуавтоматов с импульсной подачей. Рассмотрены варианты полуавтоматов для дуговой сварки с управляемой импульсной подачей электродной проволоки. Определены пути дальнейшего их совершенствования.

The rational use areas of semiautomatic devices with pulse feed have been specified. Some variants of semiautomatic devices for arc welding with controlled pulse feed of electrode wire have been considered, and the possibilities of further their improvement have been determined.

Широкое использование полуавтоматов для дуговой сварки металлоконструкций и технических устройств различного назначения обуславливает поиск путей совершенствования данной технологии.

Сегодня актуальными являются разработки алгоритмов нестационарных процессов при сварке и наплавке плавящимся электродом [1]. Широкое использование получили импульсные источники питания дуги, в том числе и синергетические. Кроме того, ведутся разработки по совершенствованию подачи электродной проволоки, являющейся наряду с источниками питания дуги мощным средством воздействия на дуговой процесс. Имеются теоретические обоснования и разработки по созданию и внедрению систем импульсной подачи электродной проволоки различных конструкций.

Данной проблемой многие годы занимались специалисты Института электросварки им. Е. О. Патона НАН Украины и Научно-исследовательского и конструкторского института монтажных технологий (г. Москва). На основании изучения их опыта, а также различных публикаций о достижениях в этом направлении [2] были систематизированы результаты исследований и данные по использованию механизированного оборудования для дуговой сварки различного назначения с импульсной подачей электродной проволоки и сформулированы методологические основы.

Импульсную подачу электродной проволоки в аппаратах для дуговой сварки и наплавки целесообразно применять, если:

1) требуемого качества можно достичь только импульсной подачей электродной проволоки, например, при сварке изделий из алюминия и его сплавов при наличии только обычных (не импульсных) источников тока [3] или при наплавке тонколистового (несколько миллиметров) металла порошковой проволокой диаметром 2 мм и более [4];

2) упрощение и удешевление процесса подачи электродной проволоки связаны со снижением усилия подачи в направляющем канале, а также при перемеще-

нии электродной проволоки по длинным направляющим каналам с несколькими последовательно расположеннымми механизмами подачи [5];

3) усовершенствование процесса связано со снижением энергозатрат, потерю электродного металла при разбрзгивании и вследствие угаря;

4) возможно упрощение процесса сварки в положениях, отличных от нижнего положения;

5) обеспечиваются повышение качества шва и околосшовной зоны, управление формой сварного соединения [6];

6) в сочетании с импульсным током реализуется управление переносом электродного металла [7].

Широкий спектр применения импульсной подачи электродной проволоки обуславливает использование различных средств для ее реализации. Для обоснованного выбора механизированного оборудования требуется системный подход, аналогичный тому, который рассмотрен в работе [8].

Рассмотрим три варианта создания полуавтоматов с импульсной подачей электродной проволоки.

**Вариант 1.** Полуавтомат, обеспечивающий гарантированные параметры сварного соединения, для сварки алюминия и его сплавов электродными проволоками диаметром 1,6 мм током 150÷300 А. Используются классические схемы силовой части и системы управления сварочным током. При этом задача решается в определенном интервале времени. В данном случае рационально использовать простую и дешевую конструкцию подающего механизма, обеспечивающего импульсную составляющую тока, например механизм на основе электродвигателя постоянного тока с парой односторонних захватов с простым механизмом преобразования вращения вала приводного электродвигателя в возвратно-поступательное движение захватов с синусоидальным законом перемещения электродной проволоки. При такой подаче электродной проволоки невозможно осуществить точное регулирование движения электрода. Основной задачей является обеспечение долговечности механизма, которая определяется в первую очередь стойкостью односторонних захватов. Следовательно, при определении конструкции одностороннего захвата следует учитывать, что захватные элементы (шарики, ролики, клинья и др.) должны создавать в электродной проволоке минимальные деформирующие напряжения. Выбор конструкции захватов изложен в работах [9, 10].

Параметры импульсной подачи определяются следующим образом.

Определяют диапазон интегральных скоростей подачи электродной проволоки:

$$v_{\text{cp}} = khf, \quad (1)$$

где  $k$  — коэффициент, учитывающий точность шага подачи при изменении сопротивления движению электродной проволоки [9];  $h$  — шаг подачи;  $f$  — частота импульсов.

Для используемой электродной проволоки скорость  $v_{\text{cp}}$  подачи составляет  $200 \div 450 \text{ м/ч}$  [11].

Для обеспечения устойчивости процесса сварки [12] определим шаг  $h$  подачи электродной проволоки:  $h = 1,2d_3$ , где  $d_3$  — диаметр электродной проволоки. Тогда с учетом формулы (1) максимальная частота подачи  $f_{\text{max}} = v_{\text{cp}}/kh \approx 73 \text{ с}^{-1}$ .

Максимальная частота подачи электродной проволоки определяет верхний предел технологического режима, поэтому частота  $\omega$  вращения вала электродвигателя должна быть не меньше  $60f_{\text{max}}$ , т. е.  $\omega \geq 4380 \text{ мин}^{-1}$ .

Методика определения мощности приводного электродвигателя изложена в работе [13].

В данном случае не рассматриваются такие параметры импульсной подачи, как форма импульса и его ускорение, так как при подаче алюминиевой электродной проволоки используется шланговый держатель небольшой длины (до 1,7 м) и нет необходимости в регулировании режима переноса электродного металла.

Реализовать поставленную задачу можно различными способами. Поставленным условиям соответствует полуавтомат "Пульсар" [14], а также полуавтоматы А1230М и А547Ум, разработанные в ИЭС им. Е. О. Патона (рис. 1). В данных конструкциях к регулируемому электроприводу не предъявляют особых требований, так как используется электродвигатель достаточной мощности. Модернизация серийно выпускаемых конструкций экономически выгоднее, чем разработка новых.

Полуавтомат для дуговой сварки плавящимся электродом в защитных газах алюминия и его сплавов можно использовать для сварки и наплавки сплошными стальными электродными проволоками. При этом захватные элементы должны сжимать электродную про-

волоку с большим усилием, так как коэффициент скольжения при контакте стальных элементов больше. Износ захватов при подаче стальных электродных проволок больше, чем при подаче проволок из алюминия и его сплавов. Поэтому их нельзя рекомендовать для широкого использования.

**Вариант 2.** Создание полуавтомата для сварки и наплавки в среде защитного газа сплошными стальными электродными проволоками диаметром  $1,0 \div 1,6 \text{ мм}$  и самозащитными порошковыми электродными проволоками диаметром 2,5 мм. Задача усложняется требованием обеспечить: снижение разбрзгивания электродного металла; управление параметрами сварного соединения; высокое качество шва и околосшовной зоны; расширение диапазона толщины наплавляемого металла в сторону ее уменьшения; экономию энергоресурсов. Для реализации поставленной задачи шланговые держатели должны быть длинными (2,5 м). Регулирование параметров сварного соединения можно осуществлять, изменения параметры движения электродной проволоки. Для этого необходимо обеспечить регулировку ускорения движения электродной проволоки. Импульсы выхода проволоки из гибкого направляющего канала будут отличаться от импульсов механизма подачи [15]. Определяющим параметром импульсного движения торца электродной проволоки является ускорение [16], которое зависит от параметров электродной проволоки, от положения в пространстве и толщины наплавляемого металла. При использовании импульсных механизмов с односторонними захватами невозможно решить комплекс поставленных задач. Отсутствие совершенных механизмов импульсной подачи и является причиной того, что механизированная сварка не получила широкого распространения.

Будем использовать механизмы импульсной подачи с выходом на пары подающих и прижимных роликов [17—19]. Кроме того, реализация механизма подачи будет осуществляться на основе механизма, рассмотренного в работе [20], с применением квазиволнового преобразователя (КВП), широко используемого на производстве.

Прежде всего определим параметры переноса электродного металла при сварке сплошной стальной электродной проволокой в среде  $\text{CO}_2$ . Как правило, упорядоченного переноса электродного металла достаточно для стабилизации процесса сварки и снижения энергозатрат. Для этого используют управляемые короткие замыкания дугового промежутка.

При выборе параметров импульсной подачи необходимо учитывать следующие условия:

1) частота коротких замыканий, а следовательно, частота импульсов движения электродной проволоки в первом приближении должна быть близка к частоте коротких замыканий, присущих сварке при плавной подаче электродной проволоки [11];

2) шаг подачи должен обеспечивать устойчивость процесса сварки [12];

3) ускорение электродной проволоки задают с учетом обеспечения управляемого переноса электродного металла [6, 16] и изменения параметров при прохождении



Рис. 1. Полуавтомат для сварки алюминия и его сплавов с импульсной подачей электродной проволоки на основе односторонних роликовых захватов

нии электродной проволоки по длинному гибкому направляющему каналу [15].

Первоначальный выбор значений шага  $h$  и частоты  $f$  подачи электродной проволоки не всегда обеспечивает необходимый технологический режим. Поэтому при корректировании этих параметров сначала изменяют шаг подачи и, если это не приводит к нежелательным изменениям геометрических параметров сварного соединения, это значение сохраняют. В противном случае корректируют частоту подачи электродной проволоки. В этом случае интегральная скорость подачи электродной проволоки определяется выражением

$$v_{\text{cp}} = hf. \quad (2)$$

При правильно выбранных параметрах импульсной подачи показатели сварного соединения при использовании обычных механизмов и импульсных существенно отличаются (рис. 2). При импульсной подаче в отличие от сварки с плавной подачей перенос электродного металла строго соответствует частоте подачи и характеристики циклов близки друг к другу. На рис. 2, *в* частота подачи электродной проволоки значительно меньше и интегральная скорость движения сохраняется увеличением шага подачи; в результате наблюдаются изменения формы сварного шва, проплавления электродного металла и других параметров сварного соединения, а также изменение энергетических затрат, что требует отдельного рассмотрения. Все это указывает на возможность управления переносом электродного металла путем

регулирования параметров механизма импульсной подачи при наличии методологических посылок, в которые должен входить ряд технических решений. Рассмотрим подробнее пути решения поставленной задачи. Выбор приводного электродвигателя аналогичен выбору в предыдущем варианте, т. е. учитывается нагрузка, которая носит импульсный характер. Частично задача реализуется конструкцией самого механизма путем увеличения инерционности. Выбор электродвигателя зависит от выбора системы регулирования частоты вращения вала электродвигателя [21].

Отметим, что рассматриваемые механизмы импульсной подачи с КВП не испытывают значительных вибраций, поэтому нет необходимости в дополнительных средствах для их устранения.

Для импульсной подачи проволоки с определенным ускорением важна конструкция двигателя, т. е. наличие подающего и прижимного роликов с прижимным устройством. При большом ускорении возникает опасность проскальзывания, особенно в устройстве с гладкими роликами при любой форме профиля. И при расчете скорости подачи для механизма с КВП вместо формулы (2) потребуется формула (1). Чтобы этого избежать, необходимо: существенно увеличить площадь контакта электродной проволоки с роликами, увеличив усилие прижима, не деформируя проволоку; увеличить силу сцепления ролика с электродной проволокой.

Первое можно осуществить, используя техническое решение, предложенное в работе [22], которое предусматривает установку подающего ролика неограниченного диаметра инвариантного к линейной скорости перемещения электродной проволоки. Однако использовать ролики большого диаметра иногда нельзя. В этих случаях следует принимать рифленые подающие ролики и проволоку с насечками. При этом возникает опасность преждевременного изнашивания направляющего канала и токоподводящего наконечника. Устранить этот недостаток можно установкой второй пары формующих роликов [23].

При конструировании механизма с управляемой импульсной подачей нельзя просто заменить механизм с плавной подачей на механизм с импульсной подачей. Кроме того, параметры импульсной подачи с использованием коротких замыканий при сварке в  $\text{CO}_2$  сплошными стальными электродными проволоками близки параметрам импульсной подачи с управляемым переносом электродного металла, в том числе и для алюминия и его сплавов в среде аргона, в которой применяется импульсный источник питания дуги. Основное их отличие заключается в конструкции шланговых держателей. Примером может служить полуавтомат ПШ107В, в конструкцию которого были внесены доработки [24]. Использовался один и тот же источник питания дуги — ВС300Б.

**Вариант 3.** Предполагается полное управление переносом электродного металла, в том числе и для тонких стальных сплошных электродных проволок при сварке в  $\text{CO}_2$ . Необходим устойчивый процесс переноса электродного металла без коротких замыканий дуги с гарантированным размером расплавленной капли (минимизация времени нахождения капли электродного металла

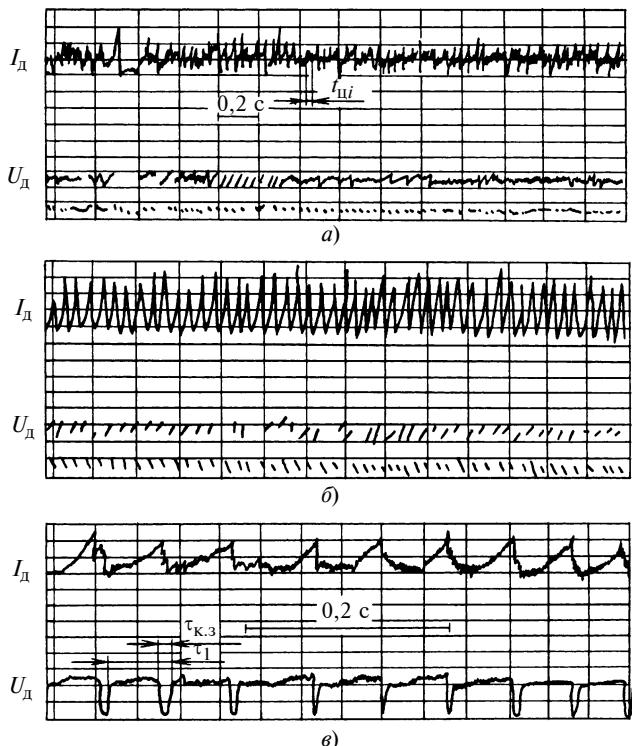


Рис. 2. Осциллограммы тока  $I_d$  и напряжения  $U_d$  дуги при сварке электродной проволокой Св08Г2 диаметром 1,2 мм в среде  $\text{CO}_2$ :

*a* — плавная подача; *б*, *в* — импульсная подача с  $f = 45$  и  $f = 18$  Гц соответственно

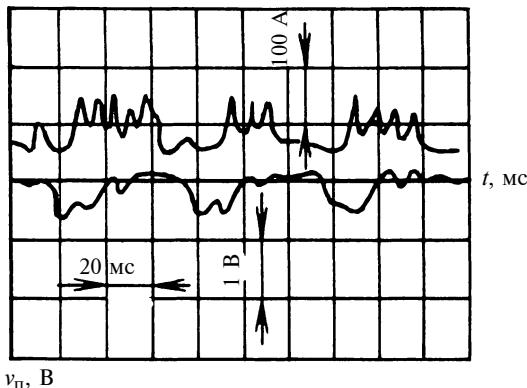


Рис. 3. Оциллограмма тока  $I_d$  дуги и скорости  $v_p$  подачи электродной проволоки Св08Г2 диаметром 1,2 мм вблизи от плавящегося торца

в зоне действия дуги), обеспечивающий улучшенные характеристики шва и околосшовной зоны. Для этого можно использовать:

механизм импульсной подачи с большим ускорением, что достигается в том числе и реверсивным движением электродной проволоки при каждом импульсе;

механизмы подачи с односторонними захватами, совершающими возвратно-поступательные движения по закону, близкому к прямоугольному, что обеспечивается, например, электромагнитным приводом, предложенным в работе [25];

размещение механизмов импульсной подачи электродной проволоки непосредственно в рукоятке шлангового держателя;

последовательное размещение двух механизмов импульсной подачи: толкающий механизм с плавной подачей и тянувший с импульсной подачей;

одновременно две импульсные системы: механизм подачи электродной проволоки и импульсный источник питания сварочной дуги.

Выбор параметров импульсной подачи в данном случае не отличается от предыдущего варианта, за исключением того, что требуются большие ускорения. Выбор этих ускорений основывается на данных, полученных в работах [6, 16].

При правильном выборе параметров импульсной подачи электродной проволоки и механизмов генерирования этих импульсов получим управляемый перенос электродного металла без использования короткого замыкания (рис. 3). При реализации этого процесса использовали импульсный механизм с КВП и шланговый держатель длиной 1,2 м. Настройка механизма обеспечивала частичное реверсивное движение электродной проволоки в импульсе подачи.

Таким образом, получены общие методологические требования при создании и эксплуатации механизированного оборудования с импульсной подачей электродной проволоки для дуговой сварки:

использование полуавтоматов с импульсной подачей электродной проволоки должно основываться на законах процесса перехода электродного металла в сварочную ванну данного технологического процесса;

при использовании существующих полуавтоматов (вариант 1) можно применять полуавтоматы с электродвигателями постоянного тока и регулируемыми электроприводами непараметрического типа (электроприводы с выраженным структурами стабилизирующими обратных связей), при этом следует иметь ввиду, что оптимальных технологических результатов добиться нельзя;

при создании новых полуавтоматов есть два пути решения: для каждой технологической задачи создавать новую конструкцию полуавтомата; создать базовую модель с отработанным механизмом импульсной подачи электродной проволоки и системой регулирования и при решении разных технологических задач изменять некоторые узлы, смешая диапазон регулируемых параметров импульсной подачи для достижения необходимого результата.

Более эффективный путь — разработка ряда модификаций полуавтоматов и создание единой блочно-модульной базы, на основе которой можно получать полуавтоматы различного назначения как с плавной, так и с импульсной подачей электродной проволоки, что уже осуществлено в ИЭС им. Е. О. Патона на основе полуавтомата ПШ107В.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Лебедев В. А. Управляемые нестационарные процессы в технике и технологиях дуговой сварки и наплавки плавящимся электродом // Сварка и родственные технологии — в 21 век. Сб. тр. междунар. конф. [В. м.: Б. и.], 1998. С. 65, 66.
- Beal R., Taylor R. Mechanical electrode oscillation in deep transfer welding // Metal Construction and Brit. W. I. 1969. V. 1. № 4. P. 174—178.
- Безредукторные механизмы импульсной подачи сварочной проволоки / С. П. Ковешников, А. Н. Белоусов, В. Ф. Павлов, С. И. Полосков // Сварочное производство. 1984. № 5. С. 32—34.
- Мозок В. М. Совершенствование технологии сварки и наплавки плавящимся электродом с применением механического модулятора сварочного тока // Автоматическая сварка. 1996. № 2. С. 57, 58.
- Реальные возможности безредукторных механизмов импульсной подачи электродной проволоки / В. А. Лебедев, С. П. Ковешников, Б. Г. Светников и др. // Вопросы атомной науки и техники. Сер. Ядерная техника и технология. Вып. 4. 1989. С. 46—50.
- Воропай Н. М. Параметры режимов и технологические возможности дуговой сварки с импульсной подачей электродной и присадочной проволоки // Автоматическая сварка. 1996. № 10. С. 3—9.
- Патон Б. Е., Лебедев В. А., Микитин Я. И. Способ комбинированного управления процессом переноса электронного металла при механизированной дуговой сварке // Сварочное производство. 2006. № 8. С. 27—32.
- Лебедев В. А., Мошкин В. Ф. Выбор оборудования для механизированной дуговой сварки, наплавки и резки // Автоматическая сварка. 2000. № 2. С. 50—55.
- Лебедев В. А., Никитенко В. П. Захваты для импульсной подачи электродной проволоки // Автоматическая сварка. 1984. № 10. С. 52—58.
- Выбор конструкции одностороннего захвата для импульсной подачи электродной проволоки / В. А. Лебедев, В. Ф. Мошкин, В. Г. Пичак, В. Б. Смолярко // Сварочное производство. 2001. № 4. С. 19—24.
- Потапьевский А. Г. Сварка в защитных газах плавящимся электродом. М.: Машиностроение, 1974. 240 с.
- Устойчивость процессов дуговой сварки и наплавки с импульсной подачей электродной проволоки / Д. А. Дудко,

- В. А. Лебедев, В. Ф. Мошкин, В. Г. Пичак // Сварочное производство. 2000. № 1. С. 12–15.
13. **Лебедев В. А.** Определение силовых параметров приводных электродвигателей в системах с импульсной подачей электротройной проволоки // Автоматическая сварка. 1997. № 10. С. 50–55.
  14. **Ковешников С. П., Павлов В. Ф., Полосков С. И.** Тенденции совершенствования сварочных полуавтоматов с механизмами подачи импульсно-пульсирующего типа // Вопросы атомной науки и техники. Сер. Ядерная техника и технология. Вып. 4. 1991. С. 31–35.
  15. **Лебедев В. А.** Влияние направляющего канала сварочно-го полуавтомата на параметры импульсной подачи электротройной проволоки // Автоматическая сварка. 1999. № 2. С. 45–48.
  16. **Анализ технических и технологических возможностей импульсной подачи электротройной проволоки в процессах дуговой сварки и наплавки / Б. Е. Патон, В. А. Лебедев, В. Г. Пичак, С. И. Полосков и др.** // Сварочное производство. 2002. № 2. С. 24–31.
  17. **Лебедев В. А., Мошкин В. Ф., Пичак В. Г.** Новые механизмы для импульсной подачи электротройной проволоки // Автоматическая сварка. 1996. № 5. С. 39–44.
  18. **Лебедев В. А.** Регулирование скорости и шага импульсной подачи электротройной проволоки в механизмах на основе
- квазиволнового преобразователя // Автоматическая сварка. 1996. № 6. С. 34–37.
19. **Лебедев В. А.** Механизм подачи электротройной проволоки на основе червячного редуктора // Автоматическая сварка. 1996. № 7. С. 36–41.
  20. **Лебедев В. А., Пичак В. Г., Смолярко В. Б.** Механизмы импульсной подачи электротройной проволоки с регулированием параметров импульсов // Автоматическая сварка. 2001. № 5. С. 31–37.
  21. **Лебедев В. А.** Особенности тиристорных электроприводов, используемых в сварочном оборудовании // Автоматическая сварка. 2000. № 4. С. 59–64.
  22. **Лебедев В. А., Пичак В. Г.** Новый подход к конструированию механизма подачи электротройных проволок // Автоматическая сварка. 2000. № 4. С. 35–38.
  23. **Пат. 24383 А.** Украина. МПК В 23 К 9/12. Полуавтомат для сварки алюминия и его сплавов.
  24. **Лебедев В. А., Мошкин В. Ф., Пичак В. Г.** Полуавтоматы единой блочно-модульной конструкции для сварки, наплавки и резки // Сварочное производство. 1998. № 1. С. 24–28.
  25. **Выбор конструкции одностороннего захвата для импульсной подачи электротройной проволоки / В. А. Лебедев, В. Ф. Мошкин, В. Г. Пичак, В. Б. Смолярко** // Сварочное производство. 2001. № 4. С. 19–24.

УДК 539.3

А. Е. ЦЫБУЛЬКО, Е. А. РОМАНЕНКО  
(АО "Новокраматорский машиностроительный завод", г. Краматорск, Украина)

## Критерий прочности изотропных материалов

Получен новый критерий прочности изотропных материалов в условиях сложного напряженного состояния.

A new strength condition of isotropic materials at the combined stress has been obtained.

В настоящее время считается доказанным тот факт, что материал одновременно оказывает сопротивление срезу и отрыву при действии касательных и нормальных растягивающих напряжений. При этом сжимающие нормальные напряжения сами по себе не приводят материал в предельное состояние, а имеют значение вызванные ими касательные напряжения [1, 2].

Применяя предложенный в работе [3] подход определяем функции эквивалентных нормальных  $\sigma_v^*$  и касательных  $\tau_v^*$  напряжений для любого вида напряженного состояния следующим образом. Предполагаем, что в объеме напряженно-деформированного материала имеется площадка, нормаль  $v$  которой совпадает с некоторым эквивалентным направлением в пространственной системе главных деформаций  $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ . Положение этой площадки определяем направляющими координатами нормали  $v$ :

$$\left. \begin{aligned} (\cos\alpha_1)^* &= \varepsilon_1 / \sqrt{\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 + \varepsilon_3^2}; \\ (\cos\alpha_2)^* &= \varepsilon_2 / \sqrt{\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 + \varepsilon_3^2}; \\ (\cos\alpha_3)^* &= \varepsilon_3 / \sqrt{\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 + \varepsilon_3^2}. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Используя принцип независимости действия сил и предполагая, что главные оси деформаций и напряжений совпадают, запишем обобщенный закон Гука для объемного напряженного состояния в виде [2]:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)]; \\ \varepsilon_2 &= \frac{1}{E} [\sigma_2 - \mu(\sigma_1 + \sigma_3)]; \\ \varepsilon_3 &= \frac{1}{E} [\sigma_3 - \mu(\sigma_1 + \sigma_2)]. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Далее принимаем коэффициент Пуассона  $\mu$  равным его максимальному значению 0,5, предполагая при этом, что закон Гука будет справедлив вплоть до наступления предельного состояния [4]. Тогда выражения (1) с учетом формул (2) преобразуем к виду:

$$\left. \begin{aligned} (\cos\alpha_1)^* &= (2\sigma_1 - \sigma_2 - \sigma_3)/\Sigma; \\ (\cos\alpha_2)^* &= (2\sigma_2 - \sigma_1 - \sigma_3)/\Sigma; \\ (\cos\alpha_3)^* &= (2\sigma_3 - \sigma_1 - \sigma_2)/\Sigma; \\ \Sigma &= \sqrt{3[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

В теории упругости нормальное  $\sigma_v$  и касательное  $\tau_v$  напряжения на произвольной площадке с нормалью  $v$  определяются по формулам [5]:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_v &= \sigma_1 \cos^2\alpha_1 + \sigma_2 \cos^2\alpha_2 + \sigma_3 \cos^2\alpha_3; \\ \tau_v &= \sqrt{(\sigma_1 \cos\alpha_1)^2 + (\sigma_2 \cos\alpha_2)^2 + (\sigma_3 \cos\alpha_3)^2 - \sigma_v^2}, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$  — углы, которые образует нормаль  $v$  к рассматриваемой площадке с направлениями главных напряжений  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ .

Тогда искомые функции эквивалентных нормальных  $\sigma_v^*$  и касательных  $\tau_v^*$  напряжений на площадке, определенной выражениями (3), находим по формулам (4) в виде:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_v^* &= \sigma_1(\cos^2\alpha_1)^* + \sigma_2(\cos^2\alpha_2)^* + \sigma_3(\cos^2\alpha_3)^*; \\ \tau_v^* &= \sqrt{\sigma_1(\cos^2\alpha_1)^* + \sigma_2(\cos^2\alpha_2)^* + \sigma_3(\cos^2\alpha_3)^* - (\sigma_n^*)^2}. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Если поставить условие, что наступление предельного состояния при простом растяжении ( $\sigma_1 \neq 0$ ;  $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ ) соответствует достижению напряжением  $\sigma_1$  предельной величины  $\sigma_p$ , то из зависимостей (5) с учетом выражений (3) получим следующие предельные величины:

$$\left. \begin{aligned} (\sigma_v^*)_{\text{пр}} &= \frac{2}{3}\sigma_p \approx 0,667\sigma_p; \\ (\tau_v^*)_{\text{пр}} &= \frac{\sqrt{2}}{3}\sigma_p \approx 0,471\sigma_p. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Отметим, что величина  $\frac{2}{3}\sigma_p$  точно совпадает с предельной величиной, полученной по теории Ишлинского [6]; величина  $\frac{\sqrt{2}}{3}\sigma_p$  — с критическим значением октаэдрического касательного напряжения [7], а среднее квадратическое значение этих величин равно предельной величине, полученной по теории Губера—Мизеса [7]:

$$m_Q = \sqrt{\frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\sqrt{2}}{3}\sigma_p \right)^2 + \left( \frac{2}{3}\sigma_p \right)^2 \right]} = \frac{\sigma_p}{\sqrt{3}} \approx 0,577\sigma_p.$$

С учетом изложенного выше эквивалентные напряжения искомого критерия прочности запишем в виде [5]:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\text{экв}} &= \sqrt{(\tau_v^*)^2 + (\sigma_v^*)^2} \text{ при } \sigma_v^* > 0; \\ \sigma_{\text{экв}} &= \tau_v^* \text{ при } \sigma_v^* \leq 0. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

С учетом выражений (6) и (7) искомый критерий прочности будет иметь вид:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\text{экв}} &= \sqrt{(\tau_v^*)^2 + (\sigma_v^*)^2} \leq \sqrt{\left( \frac{\sqrt{2}}{3}\sigma_p \right)^2 + \left( \frac{2}{3}\sigma_p \right)^2} = \\ &= \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{3}}\sigma_p \approx 0,816\sigma_p \text{ при } \sigma_v^* > 0; \\ \sigma_{\text{экв}} &= \tau_v^* \leq \frac{\sqrt{2}}{3}\sigma_p \approx 0,471\sigma_p \text{ при } \sigma_v^* \leq 0. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Отметим, что величина  $\frac{\sqrt{2}}{3}\sigma_p$  точно совпадает с величиной радиуса предельной поверхности, полученной по энергетической теории прочности [2], а среднее квадратическое значение предельных величин критерия (8) равно предельной величине, полученной по теории Ишлинского [6]:

$$m_Q = \sqrt{\frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\sqrt{2}}{3}\sigma_p \right)^2 + \left( \frac{\sqrt{2}}{3}\sigma_p \right)^2 \right]} = \frac{2}{3}\sigma_p \approx 0,667\sigma_p.$$

Для реальных материалов по данным экспериментов значения предельных характеристик находятся в интервале  $(0,5 \div 0,8)\sigma_p$  [6, 7], что позволяет рекомендовать по-

лученный критерий прочности (8) для практического применения, предварительно представив его в более удобном виде:

$$\left. \begin{aligned} \sqrt{\frac{3}{2}} \sqrt{(\tau_v^*)^2 + (\sigma_v^*)^2} &\leq \sigma_p \text{ при } \sigma_v^* > 0; \\ \frac{3}{\sqrt{2}} \tau_v^* &\leq \sigma_p \text{ при } \sigma_v^* \leq 0. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

В приведенных ниже примерах 1—3 для некоторых напряженных состояний по критерию (9) проведена оценка прочности стали Ст3, для которой  $\sigma_p = \sigma_{0,2} = 210$  МПа [5].

**Пример 1.** Напряженное состояние, близкое к всестороннему растяжению:  $\sigma_1 = 120$  МПа,  $\sigma_2 = 110$  МПа,  $\sigma_3 = 100$  МПа.

Определяем направляющие косинусы эквивалентного направления в пространственной системе главных деформаций  $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$  по формулам (3):  $(\cos\alpha_1)^* = 0,7071$ ;  $(\cos\alpha_2)^* = 0$ ;  $(\cos\alpha_3)^* = -0,7071$ . Находим значения эквивалентных нормальных и касательных напряжений по формулам (5):  $\sigma_v^* = 110$  МПа  $> 0$ ;  $\tau_v^* = 10$  МПа.

По критерию (9) прочность материала для данного напряженного состояния обеспечивается:

$$\sqrt{\frac{3}{2}} \sqrt{(\tau_v^*)^2 + (\sigma_v^*)^2} = 136 \text{ МПа} < \sigma_p = 210 \text{ МПа.}$$

**Пример 2.** Плоское напряженное состояние — чистый сдвиг:  $\sigma_1 = 100$  МПа,  $\sigma_2 = 0$ ;  $\sigma_3 = -100$  МПа.

Находим:  $(\cos\alpha_1)^* = 0,7071$ ;  $(\cos\alpha_2)^* = 0$ ;  $(\cos\alpha_3)^* = -0,7071$ ;  $\sigma_v^* = 10$  МПа;  $\tau_v^* = 100$  МПа.

По критерию (9) прочность материала для данного напряженного состояния не обеспечивается:

$$\frac{3}{\sqrt{2}} \tau_v^* = 212 \text{ МПа} > \sigma_p = 210 \text{ МПа.}$$

**Пример 3.** Напряженное состояние — преимущественное сжатие:  $\sigma_1 = 50$  МПа,  $\sigma_2 = 10$  МПа,  $\sigma_3 = -150$  МПа.

Находим:  $(\cos\alpha_1)^* = 0,5345$ ;  $(\cos\alpha_2)^* = 0,2673$ ;  $(\cos\alpha_3)^* = -0,8018$ ;  $\sigma_v^* = -82$  МПа  $< 0$ ;  $\tau_v^* = 93$  МПа.

По критерию (9) прочность материала для данного напряженного состояния обеспечивается:  $\frac{3}{\sqrt{2}} \tau_v^* = 198$  МПа  $< \sigma_p = 210$  МПа.

Приведенные ниже примеры 4 и 5 подтверждают достоверность оценки прочности по критерию (9).

**Пример 4.** На кубик, вырезанный в центре той площадки, через которую передается давление колеса на рельс, действуют сжимающие главные напряжения:  $\sigma_1 = -800$  МПа,  $\sigma_2 = -900$  МПа,  $\sigma_3 = -1100$  МПа. Рассчитаем по разным критериям прочности [5] эквивалентное напряжение, которое следует сравнивать с предельным, имея при этом в виду, что эквивалентные напряжения по первым двум критериям вычисляем лишь с целью сопоставления результатов, так как эти критерии не применимы для пластичного материала:

по критерию наибольших касательных напряжений  $\sigma_{\text{экв}} = |\sigma_3| = 110$  МПа;

по критерию наибольших деформаций  $\sigma_{\text{ЭКВ}} = |\sigma_3 - \mu(\sigma_2 + \sigma_1)| = 590$  МПа ( $\mu = 0,3$ );

по критерию наибольших касательных напряжений  $\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sigma_1 - \sigma_3 = 300$  МПа;

по энергетическому критерию

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)} = 264 \text{ МПа};$$

по предлагаемому критерию (9): находим сначала  $(\cos\alpha_1)^* = 0,6172$ ,  $(\cos\alpha_2)^* = 0,1543$ ,  $(\cos\alpha_3)^* = -0,7715$ ,  $\sigma_v^* = -981$  МПа < 0,  $\tau_v^* = 145$  МПа, а затем

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{3}{\sqrt{2}} \tau_v^* = 307 \text{ МПа.}$$

Так как для обычной рельсовой стали предел текучести близок к 420 МПа, то лишь три последних критерия указывают на то, что напряжения находятся в допускаемых пределах; это подтверждается опытом эксплуатации рельсового пути.

**Пример 5.** На гранях элемента, вырезанного из цилиндрической стенки резервуара, действуют главные напряжения  $\sigma_1 = 150$  МПа,  $\sigma_2 = 75$  МПа,  $\sigma_3 = 0$ . Резервуар изготовлен из малоуглеродистой стали Ст3. Допускаемое напряжение на растяжение  $[\sigma_p] = 160$  МПа. Проверить прочность стенки:

по энергетическому критерию:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)} = 129,9 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 160 \text{ МПа;}$$

по предлагаемому критерию (9): находим сначала  $(\cos\alpha_1)^* = 0,7071$ ,  $(\cos\alpha_2)^* = 0$ ,  $(\cos\alpha_3)^* = -0,7071$ ,

$\sigma_v^* = 75$  МПа > 0,  $\tau_v^* = 75$  МПа, а затем

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{\sqrt{3}}{2} \sqrt{(\tau_v^*)^2 + (\sigma_v^*)^2} = 129,9 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 160 \text{ МПа.}$$

Следовательно, для данного напряженного состояния результаты расчета по двум критериям абсолютно совпадают: прочность стенки обеспечена.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Писаренко Г. С., Лебедев А. А. Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии. Киев: Наукова думка, 1976. 416 с.
2. Беляев Н. М. Сопротивление материалов. М.: ГИТЛ, 1958. 856 с.
3. Цыбулько А. Е., Козлов П. Н. Критерий прочности изотропных материалов // Вестник машиностроения, 2005. № 11. С. 20–22.
4. Евстратов В. А. Теория обработки металлов давлением. Харьков: Вища школа, 1981. 248 с.
5. Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко и др. Киев: Наукова думка, 1988. 736 с.
6. Ишлинский А. Ю. Прикладные задачи механики. Кн. 1. Механика вязкопластических и не вполне упругих тел. М.: Наука, 1986. 360 с.
7. Тимошенко С. П. Сопротивление материалов. Более сложные вопросы теории и задачи. М.: Наука, 1965. Т. 2. 480 с.

УДК 532.696

В. Ц. ВАНЧИКОВ, канд. техн. наук  
(ИрГУПС, г. Иркутск)

## Текущесть воды при облитерации капилляра

Наименьшее значение расхода воды, наблюдаемое при облитерации капилляра, с течением времени уменьшается на два порядка.

It was shown, that the lower-range value of water flow, being observed at a capillary silting, is decreased with time in two orders of magnitude.

При течении воды через капилляры наименьший расход воды имеет место при облитерации, при этом расход уменьшается на два порядка. При температуре 2,2 К жидкий гелий I переходит в гелий II. При температуре ниже 2,2 К гелий способен течь через капилляры с наименьшей вязкостью, т. е. обладает сверхтекучестью. Однако при определении вязкости гелия II методом колеблющегося диска значение оказывается сравнимо с вязкостью гелия I. Для объяснения этого Л. Тиссой предложил модель, в соответствии с кото-

рой гелий II состоит из двух компонент — нормальной и сверхтекучей [1]. Таким образом, развита двухжидкостная континуальная теория для гелия II.

Исследования процесса течения гелия II в капиллярах показали, что распространение теплоты в гелии II происходит особым образом.

Анализ результатов многочисленных экспериментов, проведенных такими учеными, как П. Л. Кашица, К. Мендельсон, А. Кларк, Р. Эткин, Н. Фокс, позволил сделать предположение, что особым свойст-

вам гелия II есть более простое объяснение. С. С. Линь предположил возможность проявления вязкости у сверхтекучей компоненты и предположил, что явления, наблюдаемые при течении в капиллярах, можно объяснить граничными условиями. Для пояснения двухжидкостной теории для гелия II Р. Эткин и Н. Фокс предложили рассматривать гелий II как единый континуум [1]. Для подтверждения правомерности допущения С. С. Линя рассмотрим процессы, происходящие в воде при нормальной температуре в случае облитерации капилляра.

В гидромеханике при описании поверхностных сил не учитываются силы адгезии твердого тела. Исследуя облитерацию капилляра, А. С. Ахматов полагал, что силы взаимодействия в объеме между двумя твердых тел сохраняются на расстоянии нескольких десятков тысяч ангстрем, уменьшаясь с увеличением расстояния. Так, молекулы воды, обладающие постоянным диполем, попадая

в силовое поле, притягиваются к поверхности твердого тела противоположно заряженными сторонами. Образуется монослой. Затем может происходить дальнейшая ориентация молекул, так как в монослое они обращены к жидкости таким образом, что создают силовое поле, которое несколько слабее поля твердого тела. Однако благодаря упорядоченному расположению молекул в монослое силы поля достаточны для ориентации второго слоя молекул. Таким образом, создается граничный слой, толщина которого зависит от силового поля поверхности твердого тела. С увеличением граничного слоя силовое поле ослабевает из-за экранирующего эффекта близлежащих молекул.

Наличие граничного слоя жидкости на поверхности твердого тела объясняется силами Ван-дер-Ваальса, которые проявляются как силы адгезии и когезии, их радиус действия в несколько раз превосходит диаметр молекулы.

При облитерации со временем вследствие ориентирующего воздействия касательного гидродинамического давления (в направлении ламинарного потока) на граничный слой, обездвиженный силами адгезии твердого тела, происходит постепенное упорядочение структуры пристеночного слоя жидкости. Таким образом, имеет место латентный период ориентации молекул граничного слоя, как и при эффекте Гарди, сопровождаемый уменьшением сил трения [2], которое происходит вследствие экранирования упорядоченными пристеночными слоями жидкости. При числе Рейнольдса  $Re = 2\pi$ , ламинарное течение переходит в особый вид течения, при котором наблюдается прилипание микрочастиц потока к неподвижному граничному слою.

Сравним процесс адгезии жидкости и твердого тела при облитерации капилляра и процессы, происходящие при течении гелия II в капиллярах.

**Определение силы когезии микрочастиц ламинарного потока к неподвижному граничному слою жидкости.** Для проверки гипотезы А. С. Ахматова [2], что облитерация капилляра

обусловлена прилипанием молекул потока жидкости к пристеночному слою жидкости, была разработана методика исследования когезии микрочастиц потока с граничным слоем. Облитерация капилляров — процесс закрытия капилляра или первых каналов пористого тела тщательно очищенной от примесей жидкостью, называется фильтрационным эффектом в пористых телах.

Несмотря на большое количество экспериментальных данных, математическая постановка данной задачи отсутствует, так как исследуемый фильтрационный эффект в пористых телах ввиду микроскопичности процесса прилипания жидких частиц ламинарного потока к поверхности неподвижного граничного слоя чрезвычайно сложен. Исследования осложнены масштабом изменения толщины неподвижного граничного слоя и отсутствием метода измерения этого изменения в связи с неразличимостью молекул ламинарного потока жидкости и молекул неподвижного граничного слоя и невозможностью прямого измерения толщины пристеночного слоя.

Для исследования свойств жидкости при ее движении вблизи поверхности твердого тела рассмотрим методику эксперимента Дарси по определению закона фильтрации жидкости через песчаный фильтр. Прибор Дарси представляет собой небольшой бак, наполненный песком [3]. На боковой стороне бака смонтирована трубка с краном. Объем вытекшей через толщу песка воды определяется с помощью мерного сосуда. Из-за неплотного прилегания песка образуется множество сообщающихся капиллярных каналов. Сравнительно большой суммарный расход воды через все эти каналы не позволяет наблюдать малое уменьшение расхода из-за уменьшения эффективного сечения каждого канала в случае облитерации.

В приборе Дарси множество капилляров, рассматриваемых как сеть одинаковых трубок, заменим одним цилиндрическим капилляром. Для эксперимента требуется осуществить равномерное движение жидкости. Для этого в приборе будем ис-

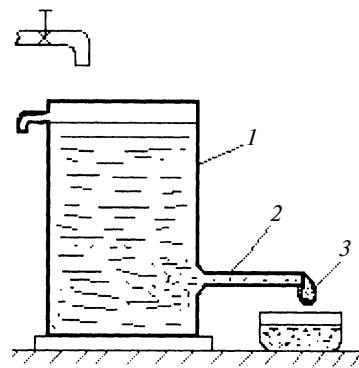


Рис. 1. Прибор для определения сил когезии микрочастиц ламинарного потока к неподвижному граничному слою жидкости:

1 — напорный сосуд; 2 — горизонтальный капилляр; 3 — капля

пользовать горизонтальный капилляр (рис. 1), так как при таком расположении исключаются силы тяжести — конвективные составляющие ускорения силы инерции.

Ввиду малого уменьшения расхода (доли микролитра) уменьшим объем мерного сосуда. Определение свободной энергии единицы поверхности жидкости выполняется подсчетом капель с помощью стагнометра [4]. Нижняя часть стагнометра переходит в капилляр. Метод основан на том, что образующаяся на конце капиллярной трубки капля удерживается силой поверхностного натяжения. Капля отделяется в тот момент, когда ее вес станет равным или чуть больше силы поверхностного натяжения, удерживающей каплю. Капли в стагнометре должны формироваться медленно. Если продолжительность роста капли будет составлять 1 мин, то погрешность измерения составит всего 0,2 %. Высокая точность определения силы поверхностного натяжения указывает на то, что при определении когезии жидких частиц ламинарного потока к неподвижному граничному слою роль мерного сосуда может играть капля.

В отличие от стагнометра, в котором имеется напорный сосуд объемом 2 мл, вертикально расположенный капилляр и мерный сосуд объемом 2 мл, в приборе для определения силы когезии микрочастиц ламинарного потока будем использовать напорный сосуд объемом 2 л, горизонтальный капил-

ляя и мерный сосуд объемом 46 мкл. Для равномерного течения в напорном сосуде необходимо поддерживать постоянный уровень жидкости. В горизонтальной трубке сила тяжести не оказывает влияния на движение жидкости, которое реализуется в результате перепада давления в трубке. Движению жидкости противодействуют силы вязкого трения, адгезии, поверхностного натяжения, которые формируют каплю на конце капилляра. При одинаковых условиях проведения опытов эти силы имеют постоянную величину, что обеспечивает постоянный объем капель.

Для того чтобы определить влияние материала, при исследовании использовали капилляры из пирексового стекла, молибденового стекла и коррозионно-стойкой стали. Опыты проводили на капиллярных трубках диаметром 200 мкм длиной от 1,5 до 5 см. Величина перепада давления изменялась от 180 до 1450 Па. Продолжительность образования капли составляла примерно 1 мин, поэтому погрешность измерения составила 0,2 %. Опыты выполняли в термостатической камере, используя дистиллированную, бидистиллированную и тридистиллированную воду. Предварительно сосуд и капилляр очищали по методике, используемой в физической химии для количественного анализа.

В работе [5] показано, что течение бидистиллированной и дистиллированной воды через капилляры из пирексового стекла, молибденового стекла и коррозионно-стойкой стали начинается при достижении некоторого порогового значения перепада давления. Следовательно, в соответствии с законом Гагена—Пузейля при этом давлении имеет место наименьший расход воды. Экспериментально определено, что при течении дистиллированной воды через капилляр диаметром 200 мкм при расходе 1 мкл/с имеет место облитерация капилляра. Расчеты показали, что при  $Re = 6,3$  ламинарное течение вязкой жидкости в капилляре переходит в особый вид течения, которое характеризуется прилипанием жидких частиц потока к неподвижному граничному

слою. Это приводит к увеличению граничного слоя и уменьшению эффективного сечения капилляра, а следовательно, к уменьшению расхода жидкости, протекающей по капилляру, до полного прекращения течения. При особом виде ламинарного течения дискретность микроструктуры конденсированных тел проявляется как постоянная величина, приблизительно равная 6,3.

Расчеты показали, что энергия связи молекулы воды в неподвижном граничном слое равна 0,059 эВ/молек. (1,4 ккал/моль), что превышает энергию теплового движения молекулы воды при нормальной температуре, равную 0,038 эВ/молек., но меньше энергии фазового перехода льда в жидкость, равной 0,062 эВ/молек. Значение энергии связи обусловлено сдвиговой прочностью граничного слоя воды, что, в свою очередь, определяется упорядоченной ориентацией молекул воды касательным усилием гидродинамического давления в направлении потока и закреплением молекул воды в таком положении силами адгезии твердого тела. Упорядоченная ориентация молекул на поверхности неподвижного граничного слоя воды является одним из факторов когезии частиц потока при облитерации капилляра.

В формулы, описывающие действие контактных сил, входит иррациональный множитель  $1/(2\pi)$ , обусловленный атомно-молекулярной структурой тел. В случае особого вида ламинарного течения, при котором состояние жидкости характеризуется отношением инерционного отклика к силам вязкого трения, влияние микроструктуры стенки капилляра отображается числом  $2\pi$  [6, 7].

Течение при  $Re \ll 1$  рассматривается как ползущее. Такое течение имеет место во многих конструктивных элементах, если поперечные сечения каналов малы, а вязкость жидкости велика. Однако исследования К. Озенса позволяют отнести к ползущим течениям и такие течения, при которых  $Re = 5$ . Так, особая область ламинарного течения вязкой жидкости находится вблизи верхней границы ползущего течения.

Таким образом, классификация видов течений жидкости Р. Р. Чугаева [8] дополняется особым видом ламинарного течения.

**Микроскопическое уменьшение эффективного сечения при облитерации капилляра.** Характер движения воды по капилляру определяли с помощью прибора для определения силы когезии жидких частиц ламинарного потока к неподвижному граничному слою. Используя подход, примененный в работе [9], обозначим время истечения жидкости постоянного объема (капли) при постоянном уровне воды в сосуде  $I$  (см. рис. 1) начальный момент эксперимента  $t_{\Pi}$ . Тогда, применив формулу Гагена—Пузейля, получим:

$$\frac{V}{t_{\Pi}} = \frac{\pi r_{\Pi}^2}{4\eta} \frac{r_{\Pi}^2}{2} \frac{\Delta p}{L}, \quad (1)$$

где  $V$  — объем капли;  $\pi r_{\Pi}^2$  — площадь поперечного сечения капилляра;  $r_{\Pi}$  — радиус капилляра ( $r_{\Pi}^2/2$  согласно гипотезе, выдвинутой в работе [5], количественно выражает влияние адгезии стенки капилляра с микрочастицами потока на расход жидкости, т. е. учитывается фактор прилипания жидкости к стенке капилляра);  $\Delta p$  — перепад давления;  $\eta$  — динамическая вязкость воды;  $L$  — длина капилляра. В случае облитерации капилляра ( $Re \approx 2\pi$ ) с течением времени значение  $r_{\Pi}$  (в данном случае радиус эффективного сечения капилляра минус толщина неподвижного граничного слоя) изменяется, следовательно, изменяется  $t_{\Pi}$ , остальные величины при неизменности условий эксперимента остаются постоянными. Обозначим время истечения жидкости постоянного объема  $t_L$ . Для накопления молекул жидкости, прилипающих к стенке капилляра достаточно 1 ч [10]. С учетом этого выражение (1) примет вид:

$$\frac{V}{t_L} = \frac{\pi r_{\Pi}^2}{4\eta} \frac{r_L^2}{2} \frac{\Delta p}{L}, \quad (2)$$

где  $r_L = (r_{\Pi} - \Delta r)$  — радиус капилляра, уменьшенный на величину неподвижного граничного слоя;  $t_L = (t_{\Pi} + \Delta t)$  — увеличенное время наполнения мерного сосуда на  $\Delta t$ .

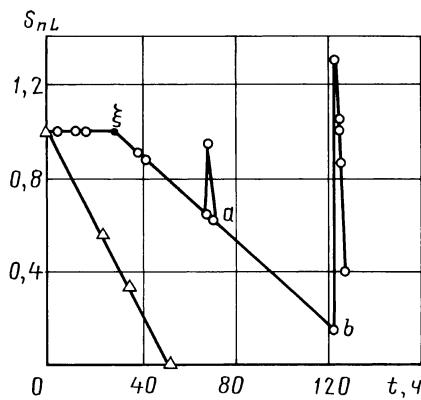


Рис. 2. Зависимости показателя  $S_{nL}$  при облитерации капилляра при течении бидистиллированной воды:

○ — капилляр из молибденового стекла диаметром 200 мкм, длиной 1,5 см, перепад давления 300 Па; Δ — капилляр из коррозионно-стойкой стали диаметром 238 мкм, длиной 2,5 см, перепад давления 200 Па; ξ — начало облитерации капилляра при  $Re = 2\pi$ ; А — воздействие теплового излучения энергетической светимостью  $0,35 \text{ Вт}/\text{м}^2$ , время воздействия 5 с; В — воздействие теплового излучения энергетической светимостью  $5,7 \text{ Вт}/\text{м}^2$ , время воздействия 10 с

Разделив уравнение (2) на уравнение (1), получим:

$$t_{\Pi}/t_L = r_L^2/r_{\Pi}^2. \quad (3)$$

Обозначим  $r_{\Pi}^2 = S_{\Pi}$ ,  $r_L^2 = S_L$ , тогда выражение (3) примет вид:

$$t_{\Pi}/t_L = S_L/S_{\Pi} = S_{nL},$$

где  $S_{nL}$  — безразмерный показатель, характеризующий зависимость уменьшения эффективного сечения капилляра от времени наполнения емкости постоянного объема.

На рис. 2 показаны зависимости  $S_{nL}(t)$  при течении бидистиллированной воды и облитерации капилляров из разных материалов, а также при воздействии тепловым излучением различной светимости и разным временем воздействия.

При единичном случае снижение перепада давления до 200 Па (точка ξ) начинается облитерация капилляра. Капилляр подвергали тепловому излучению с энергетической светимостью  $0,35 \text{ Вт}/\text{м}^2$  в течение 5 с (точка а), что увеличивало  $S_{nL}$  до 0,95. Через 2 ч значение  $S_{nL}$  снижалось до исходного значения. Воздействие теплового излучения с энергетической свети-

мостью  $5,7 \text{ Вт}/\text{м}^2$  в течение 10 с увеличило  $S_{nL}$  до 1,3 (точка б). Через 3 ч значение  $S_{nL}$  снижалось до 0,44.

Было установлено, что неподвижный граничный слой чувствителен к инфракрасному излучению.

Характер зависимости  $S_{nL}(t)$  линейный. Из выражения (3), получим:

$$S_{nL} = \frac{r_L^2}{r_{\Pi}^2} = \frac{(r_{\Pi} - \Delta r)^2}{r_{\Pi}^2} = \\ = \left(1 + \frac{\Delta r^2}{r_{\Pi}^2}\right) - \frac{2\Delta r}{r_{\Pi}}, \quad (4)$$

где  $\left(1 + \frac{\Delta r^2}{r_{\Pi}^2}\right)$  — сумма, отражающая

процессы, происходящие до начала формирования начального неподвижного граничного слоя жидкости;  $2\Delta r/r_{\Pi}$  — изменение эффективного сечения капилляра (зависимость  $S_{nL}(t)$  после точки ξ).

Слагаемым  $\Delta r^2/r_{\Pi}^2$  ввиду незначительной его величины можно пренебречь. Поэтому для функции  $S_{nL}(t)$  после точки ξ выражение (4) имеет вид:

$$S_{nL}(t) = 1 - 2\Delta r/r_{\Pi}. \quad (5)$$

Здесь эффективное сечение изменяется от 0 до  $t_{\xi}$ :

$$\int_0^{t_{\xi}} (2\Delta r/r_{\Pi}) dt = (2\Delta r/r_{\Pi}) t_{\xi}.$$

Обозначив  $2\Delta r/r_{\Pi} = \xi$  и подставив в уравнение (5), получим:

$$S_{nL} = 1 - \xi t_{\xi}.$$

Здесь  $S_{nL} = 1$  отражает ламинарный режим течения воды в трубке, если отсутствует увеличение неподвижного граничного слоя жидкости;  $\xi t_{\xi}$  соответствует увеличению неподвижного граничного слоя жидкости.

Если  $\xi t_{\xi} = 0$ , то  $S_{nL} = 1$ ; при  $\xi t_{\xi} = 1$   $S_{nL} = 0$ , т. е. нет течения жидкости через трубку. При толщине неподвижного граничного слоя порядка 100 мкм силы адгезии твердого тела значительно ослабевают. Благодаря эффекту Гарди в неподвижном граничном слое при отсутствии сил торможения адгезии твердого тела имеет место явление, когда при  $S_{nL} \leq 0,01$  возможно течение с

расходом 0,01 мкл/с. До облитерации капилляра наименьший расход воды — 0,95 мкл/с.

**Заключение.** Течение воды с ка- жущейся малой вязкостью наблюдалась при облитерации капилляра. Такое течение возможно при отсутствии сил торможения адгезии твердого тела и при уменьшении внутреннего трения неподвижного граничного слоя. Силы торможения адгезии твердого тела постепенно осла- беваю- до малых значений вследст- вие экранирующего эффекта ввиду утолщения неподвижного граничного слоя жидкости. На "поверхно- сти" неподвижного граничного слоя со временем микрочастицы распо- лагаются упорядоченно, что вызыва- но ориентирующим воздействием касательного усилия гидродинами- ческого давления в направлении ла- минарного течения. Упорядоченная ориентация молекул на "поверхно- сти" неподвижного граничного слоя приводит к уменьшению внутренне- го трения при обтекании ламинар- ным потоком.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Вихревое** движение жидкости. Ус- тойчивость и отрыв пограничного слоя, свободные и квантовые вихри: Пер. с англ. / Под ред. В. Н. Николаевского, Г. Ю. Степанова. М.: Мир, 1979. С. 301—303.
2. **Ахматов А. С.** Молекулярная фи- зика граничного трения. М.: Физматгиз, 1963. 472 с.
3. **Богомолов А. И., Михайлов К. А.** Гидравлика. М.: Стройиздат, 1972. 445 с.
4. **Липатников В. Е., Казаков К. М.** Физическая и коллоидная химия. М.: Высшая школа, 1975. 161 с.
5. **Ванчиков В. Ц.** Управление слоем трения в технологических процессах. Ир- кутск: ИрГУПС, 2006. 173 с.
6. **Ванчиков В. Ц.** Гидродинамика облитерационного явления в системах ав- томатики // Прикладная физика. 2006. № 3. С. 13—16.
7. **Ванчиков В. Ц.** Контактные силы // Прикладная физика. 2007. № 3. С. 40—45.
8. **Чугаев Р. Р.** Гидравлика. Л.: Энер- гоиздат, 1982.
9. **Физический практикум** / Под ред. В. И. Иверонова. М.: Физматгиз, 1962. 956 с.
10. **Ванчиков В. Ц.** Микроскопиче- ские изменения в контактных системах // Вестник машиностроения. 2005. № 8. С. 32, 33.

УДК 621.81-192.001.24

А. С. ИВАНОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

## Методы повышения надежности машин

Развивается идея профессора Д. Н. Решетова о повышении надежности машины обеспечением работоспособности ее деталей по отдельным критериям.

Professor D. N. Reshetov's idea on the machine reliability enhancement by provision of its details efficiency regarding separate criteria is developed.

Надежность машины следует считать обеспеченной, если установлена невозможность видов ее отказов, которые были систематизированы в работе [1] и представлены в табл. 1. Каждому из этих видов отказов деталей соответствует [2, 3] определенный критерий работоспособности. Например, если объектом является сварное соединение, то основные виды его отказов — усталостные трещины и разрушение под статической нагрузкой, а критерии работоспособности — сопротивление усталости и статическая прочность.

При оценках работоспособности по каждому из критериев оценивают соотношение между предельным и действующим значениями опреде-

ляющего работоспособность параметра. Будем эти значения называть соответственно несущей способностью  $R$  и нагрузкой  $F$  по рассматриваемому критерию работоспособности.

Вероятность  $P$  безотказной работы определяется как средними значениями несущей способности  $R_{cp}$  и нагрузки  $F_{cp}$ , так и их коэффициентами вариации  $v_R = \sigma_R/R_{cp}$  и  $v_F = \sigma_F/F_{cp}$ , где  $\sigma_R$ ,  $\sigma_F$  — средние квадратические отклонения несущей способности и нагрузки (приближенно считают, что диапазон рассеяния случайной величины соответствует шести средним квадратическим ее отклонениям).

Условие безотказной работы имеет вид  $R - F \geq 0$ . Если предпо-

ложить, что несущая способность и нагрузка распределены нормально, то разность случайных величин также будет распределена нормально со средним значением ( $R_{cp} - F_{cp}$ ) и средним квадратическим отклонением  $\sigma = (\sigma_R^2 + \sigma_F^2)^{0.5}$ . Отсюда

$$u_P = \frac{R_{cp} - F_{cp}}{\sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_F^2}} = -\frac{S - 1}{\sqrt{S^2 v_R^2 + v_F^2}}, \quad (1)$$

где  $S = R_{cp}/F_{cp}$  — запас по средним значениям;  $u_P$  — квантиль нормального распределения, т. е. значение центрированной и нормированной нормально распределенной случайной величины:

$u_P \dots$	0	-1	-2	-3	-3,72
$P \dots$	0,5	0,84	0,977	0,9986	0,9999

Плотности  $f(R)$  и  $f(F)$  распределений несущей способности и нагрузки представлены на рис. 1 (заштрихованная область — вероятность отказа  $Q = 1 - P$ ).

Из анализа формулы (1) и рис. 1 следует, что вероятность безотказ-

Основные виды отказов машин

Объекты	Пример объектов	Вид отказа
Машины	Станки и другие технологические машины Энергетические и транспортные машины Технологические и транспортные машины Большинство машин, особенно транспортные машины и станки Все машины	Снижение точности Снижение КПД Снижение производительности Повышенные уровни шума и вибрации Повышенные расходы на эксплуатацию
Детали	Детали, работающие с большой начальной затяжкой, подверженные весовым нагрузкам или внутреннему давлению Валы, пружины, зубья колес, рамы транспортных и кузечно-прессовых машин Лопатки и диски турбин, пружины, болты, шпильки, коллекторы электродвигателей, стенки котлов, детали из полимеров Детали из хрупких материалов или работающие при ударных нагрузках, детали с большими остаточными напряжениями или работающие при низких температурах	Пластические деформации (искривление, вытяжка, осадка, обмятие) Усталостные трещины, усталостные выкрашивания Ползучесть, релаксация напряжений Хрупкие разрушения
Неподвижные сопряжения	Фрикционные и герметичные соединения	Нарушения прочности или плотности соединений
Подвижные сопряжения	Тормозные колодки, траки гусеничных машин, лемехи плугов, диски и обкладки муфт и тормозов, зубья зубчатых колес, щетки электродвигателей Передачи зацеплением, подшипники скольжения, подшипники качения с пластичным смазочным материалом Сопряжение кольца плавающего подшипника с корпусом, шлицевые соединения с малым натягом Подшипники, червячные передачи	Предельный износ  Схватывание, заедание, повышение трения Заклинивание из-за фrettинг-коррозии Зашемление или распор вследствие температурных деформаций

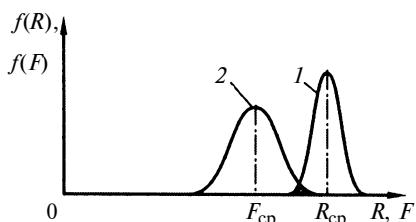


Рис. 1. Плотности распределения несущей способности (1) и нагрузки (2)

ной работы можно увеличивать как повышением запаса  $S$  путем увеличения несущей способности, так и уменьшением коэффициентов вариации нагрузки  $v_F$  и несущей способности  $v_R$ .

**Повышение запаса  $S$  по средним значениям.** Запас  $S$  винтов и гаек повышают увеличением их несущей способности (класса прочности), переходя на использование более качественных сталей, или уменьшением нагрузки на них. Радикальным методом здесь является замена обработанного стыка стыком, в котором поверхности получены разломом монолита. Такие стыки в настоящее время применены в соединении шатуна и шатунной крышки двигателей внутреннего сгорания легковых автомобилей Германии (рис. 2).

Уменьшения нагрузки на резьбовое соединение можно достичь также ее выравниванием по виткам резьбы путем замены гаек сжатия гайками растяжения, а в случае, когда резьба имеет среднюю арифметическую высоту микронеровностей  $R_a \geq 1,6$  мкм, применением вместо крупной резьбы мелкой [4]. На рис. 3 представлены три кривых распределения нагрузки  $F_i$  по виткам резьбы ( $F$  — нагрузка на винт;  $F_i$  — нагрузка на  $i$ -й виток;  $n$  — число витков гайки;  $P$  — шаг резьбы). Кривая 1 соответствует крупной резьбе с 6-ю витками в гайке (наиболее распространенный на практике вариант, когда высота гайки составляет  $\approx 0,8$  диаметра  $d$  резьбы), кривая 2 — крупной резьбе с 20-ю витками в гайке высотой  $\approx 3d$ , кривая 3 — мелкой резьбе с 20-ю витками в гайке высотой  $\approx 0,8d$ . Из рис. 3 видно, что, не увеличивая высоту гайки и перейдя с крупной резьбы на мелкую, можно нагрузку на первый виток уменьшить приблизительно втрое.

Повышение запаса  $S$  зубчатых колес обеспечивают использованием современных методов термомеханического упрочнения поверхности зубьев.

Для обеспечения вероятности безотказной работы подшипников качения, большей 0,9, вводят запас  $1/a_1$  по ресурсу. Значения коэффициента  $a_1$  надежности вычисляют в предположении справедливости распределения Вейбулла  $a_1 = (\lg P / \lg 0,9)^{1/k}$  для описания рассеяния ресурса подшипников, где  $k = 1,5$  — параметр формы распределения Вейбулла, рекомендованный ISO для ролико- и шарикоподшипников. При этом повышение запаса по ресурсу конструктивно обычно достигается выбором подшипника более высокой грузоподъемности.

**Уменьшение коэффициента вариации нагрузки.** Для уменьшения этого коэффициента применяют предохранительные муфты. В этом случае нагрузка  $F$  может быть ограничена значением  $F_{\max}$ , определяемым регулировкой несущей способности предохранительного устройства муфты (рис. 4).

В случае резьбового соединения существенного уменьшения коэффициента вариации нагрузки можно достичь применением при сборке динамометрических ключей.

**Уменьшение коэффициента вариации несущей способности.** В сварных соединениях некоторого уменьшения этого коэффициента можно достичь снижением внутренних напряжений, указав на чертежах последовательность наложения сварных швов [5]. Если такая последовательность не указана, то две пластины можно сварить встык либо одним швом за один проход без возникновения внутренних напряжений после сварки (рис. 5, а), но с уменьшением длины  $l$  на величину усадки  $\Delta$  шва, зависящей от размера  $b$  зоны проплавления, либо в несколько этапов. Если сварка проводится, например, в три этапа (рис. 5, б), причем на первом этапе накладывается часть 1 шва с одного края пластин, затем на втором этапе накладывается часть 2 шва с другого края пластин и далее на третьем этапе накладывается часть 3 шва, заваривающая щель



Рис. 2. Шатун со стыком, поверхности которого получены разломом монолита

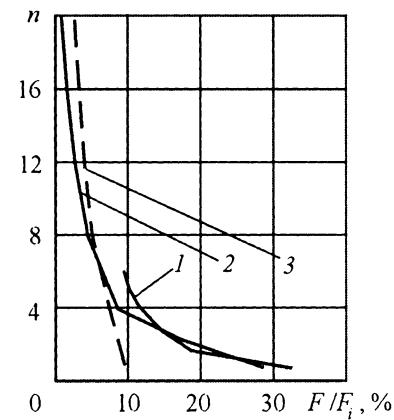


Рис. 3. Распределение нагрузки по виткам резьбы M12 при  $F = 5000$  Н:  
1 —  $n = 6$ ,  $P = 1,75$  мм; 2 —  $n = 20$ ,  $P = 1,75$  мм; 3 —  $n = 20$ ,  $P = 0,5$  мм

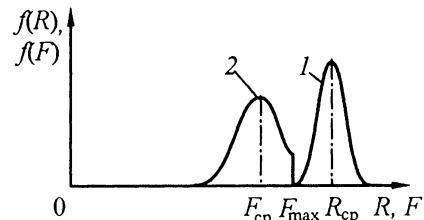


Рис. 4. Ограничение  $F_{\max}$  путем применения предохранительной муфты

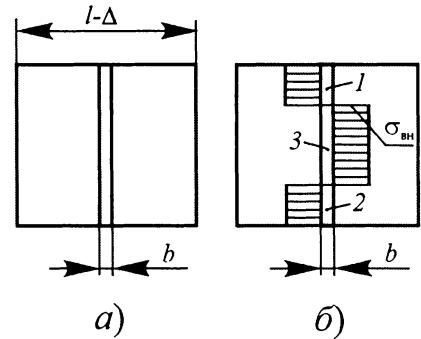


Рис. 5. Схемы сварки за один проход (а) и в три этапа (б)

Таблица 2

## Значения эффективного коэффициента концентрации напряжений

Сварное соединение	$K_{\sigma}$
Стыковое:	
без непроваров при автоматической сварке и снятом усилии	1,0
без непроваров при автоматической сварке и наличии усиления шва	1,2
без непроваров при ручной сварке и наличии усиления шва	1,4
с непроваром в корне шва	2,5÷3,2
Тавровое:	
при отсутствии разделки кромок и неглубоком проплавлении (возможен непровар)	2,0÷4,3
с разделкой кромок и при глубоком проплавлении	1,0÷1,7

между пластинами, то в этом случае возникают внутренние напряжения  $\sigma_{bh}$ , близкие к пределу текучести материала свариваемых пластин.

Если сварное соединение работает в условиях динамического нагружения, то его коэффициент вариации несущей способности по сопротивлению усталости можно уменьшить, не допуская появления непроваров, для чего используют: предварительную разделку кромок; сварку в среде защитных газов; контроль швов, например ультразвуком. Непровары, как следует из табл. 2 [5], существенно увеличивают эффективный ко-

эффициент  $K_{\sigma}$  концентрации напряжений.

Коэффициент вариации несущей способности по сопротивлению усталости подшипников качения можно уменьшить снижением количества примесей и пузырьков газа в их телах качения и кольцах путем электрошлакового или вакуумно-дугового переплава материала. Это учитывается коэффициентом  $a_{23}$  в формулах для расчета ресурса подшипника.

Если невозможно или нецелесообразно увеличивать запас  $S$  или уменьшать коэффициенты вариации нагрузки и несущей способности, надежность машин повышают применением **резервирования**.

Элементы системы могут нерезервироваться (рис. 6, а), когда отказ системы наступает при отказе любого ее элемента. В этом случае вероятность безотказной работы системы  $P = \prod_1^n P_i$ , где  $P_i$  — вероятность безотказной работы  $i$ -го элемента,  $n$  — число элементов. Для повышения вероятности безотказной работы системы используют постоянное (горячее) резервирование

(рис. 6, б, в) или резервирование замещением (холодное) (рис. 6, в, д) системы в целом (рис. 6, б, в) или ее элементов (рис. 6, в, д). При постоянном резервировании резервные элементы и цепи элементов подключают параллельно основным, а при резервировании замещением они включаются только при отказе основных. Оценивая вероятность безотказной работы, учитывают, что вероятность отказа системы, состоящей из  $n$  резервных элементов,

$$Q = \prod_1^n Q_i, \text{ где } Q_i \text{ — вероятность отказа } i\text{-го резервного элемента.}$$

Эффективность резервирования рассмотрим на примере. Пусть  $Q_i = 0,1$ . Тогда  $P_i = 1 - Q_i = 1 - 0,1 = 0,9$ . Зададим  $n = 4$ . В этом случае вероятность безотказной работы нерезервированной системы (см. рис. 6, а)  $P_i = P_i^n = 0,9^4 = 0,65$ ; а вероятность отказа  $Q = 1 - P = 1 - 0,65 = 0,35$ . Если же применить постоянное дублирование (частный вид резервирования, когда параллельно включены два элемента или две цепи) системы в целом (см. рис. 6, б), то  $P = 1 - Q^2 = 1 - 0,35^2 = 0,88$ . Если заменить постоянное дублирование дублированием замещением (см. рис. 6, в), то  $P = 1 - \frac{Q_i^2}{2!} = 1 - \frac{0,35^2}{1 \cdot 2} = 0,94$ . Применив постоянное дублирование каждого элемента (см. рис. 6, в), получим  $P = (1 - Q_i^2)^n = (1 - 0,1^2)^4 = 0,96$ . При замене постоянного дублирования дублированием замещением (см. рис. 6, д) будем иметь

$$P = \left(1 - \frac{Q_i^2}{2!}\right)^n = \left(1 - \frac{0,1^2}{1 \cdot 2}\right)^4 = 0,98.$$

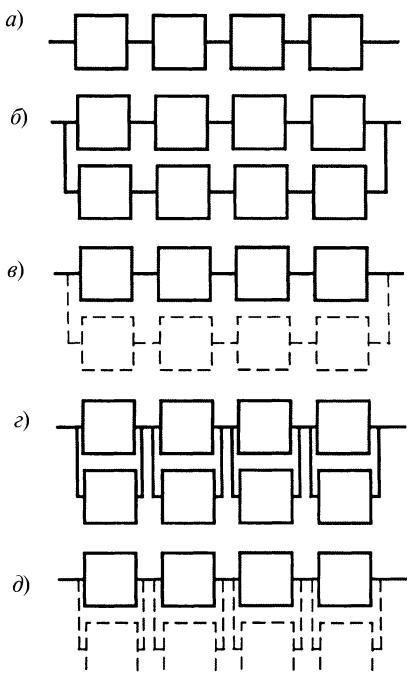


Рис. 6. Соединение элементов системы:  
а — последовательное (элементы не резервированы); б и в — система дублирована: резервирование постоянное и замещением; г и д — элементы системы дублированы: резервирование постоянное и замещением



Рис. 7. Нерезервированный (а) и резервированный (б) приводы ленточного конвейера

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

УДК 621.039.534

А. В. БЕЗНОСОВ, д-р техн. наук, А. В. НАЗАРОВ, Т. А. БОКОВА, кандидаты технических наук,  
О. О. НОВОЖИЛОВА (Нижегородский ГТУ им. Р. Е. Алексеева)

## Особенности работы подшипников скольжения и зубчатых зацеплений в тяжелом жидкокометаллическом теплоносителе

Приводятся результаты экспериментальных исследований ресурсных испытаний цилиндрических зубчатых зацеплений с эвольвентным профилем и подшипников скольжения, изготовленных из конструкционных сталей при работе в среде свинца. Изучено влияние характеристик свинцового теплоносителя, условий работы зацепления, материала и конструктивного исполнения зацепления на его работоспособность. Подтверждена возможность работы зубчатых зацеплений в среде свинца.

Results of experimental study of life test of cylinder gear-wheels with evolvent profile and of slide bearings, made of structural steels, at work in lead medium have been presented. Influence of the lead heat carrier characteristics, working conditions of the gearwheel, material, and of the gearwheel's design on its efficiency has been investigated. A possibility of work of the gearwheels in the lead medium has been justified.

Тяжелые жидкие металлы свинец и свинец—висмут являются перспективными теплоносителями для контуров ядерных энергетических установок. В России проектируются реакторы на быстрых нейтронах со свинцовыми (БРЕСТ) и свинцово-висмутовыми (СВБР-75/100) теплоносителями. В главных циркуляционных насосах реакторных контуров, в механизмах перегрузки ядерного топлива имеются рабочие узлы со взаимно перемещающимися поверхностями в среде жидкого металла при рабочих температурах  $400 \div 550^{\circ}\text{C}$ . Работоспособность и надежность зубчатых зацеплений, подшипниковых опор скольжения наряду с другими факторами определяются физико-химическими харак-

теристиками теплоносителя, в среде которого они работают.

Необходимыми условиями обеспечения стойкости сталей при работе их в энергетических контурах со свинцовыми и свинцово-висмутовыми теплоносителями являются создание и поддержание на их поверхностях защитных оксидных покрытий. Одновременно по сравнению с незащищенными поверхностями оксидные покрытия значительно снижают коэффициенты трения, уменьшая адгезионное взаимодействие контактирующих поверхностей. Теплота, выделяющаяся при трении оксидированных поверхностей, работающих под слоем теплоносителя, интенсивно отводится жидким металлом.

Сочетание условий взаимодействия оксидированных контактирующих поверхностей, постоянно или периодически разделяемых слоем жидкого металла, с интенсивным отводом последним теплоты из этой зоны является благоприятным для работы трущихся пар.

**Направление работы.** В Нижегородском государственном техническом университете проводятся исследования влияния характеристик свинцового и свинцово-висмутового теплоносителей (температуры, содержания примеси кислорода), состава защитного газа, условий работы зацепления (частоты вращения, условий нагружения), материала и конструктивного выполнения зацепления на его работоспособность. Одновременно исследуются условия, обеспечивающие работу подшип-



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

Если в системе  $a$  элементов не дублированы, а для  $b$  элементов применено постоянное дублирование, то ее вероятность безотказной

работы  $P = P_a P_b$ , где  $P_a = \prod_1^a P_i$ ,

$$P_b = \prod_1^b (1 - Q_i^2).$$

На рис. 7 представлен возможный вариант постоянного дублирования привода ленточного конвейера путем использования муфт 1 и 2

свободного хода. При отказе одного из приводов муфта свободного хода отключает этот привод от барабана ленточного конвейера, не мешая работе второго привода.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иванов А. С., Медведев Н. В., Терехин С. А. Обеспечение качества машин, позволяющего выйти с выпускаемой продукцией на международный рынок // Вестник машиностроения. 2002. № 12. С. 57–68.
2. Решетов Д. Н. Работоспособность и надежность деталей машин. М.: Высшая школа, 1974. 206 с.
3. Решетов Д. Н., Иванов А. С., Фадеев В. З. Надежность машин. М.: Высшая школа, 1988. 238 с.
4. Иванов А. С., Байков Б. А., Шаталина И. И. Влияние контактной жесткости на распределение нагрузки по виткам резьбы // Механика и физика фрикционного контакта и граничных слоев: Межвуз. сб. науч. тр. / Под ред. Н. Б. Демкина. Тверь: ТГТУ, 2005. С. 15–21.
5. Иванов А. С. Конструируем машины шаг за шагом. В 2 ч. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. Ч. 1, 328 с.; ч. 2, 392 с.

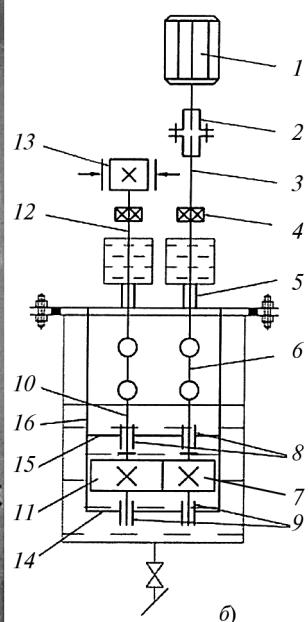
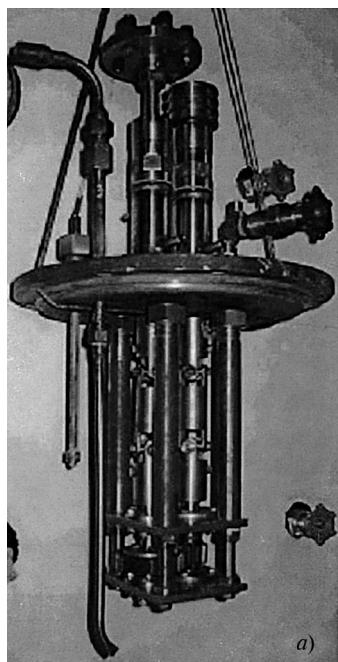


Рис. 1. Фотография (а) и схема (б) экспериментальной установки:

1 — электродвигатель; 2 — пальчиковая муфта; 3 — вал привода шестерни; 4 — радиально-осевой подшипник; 5 — радиальный подшипник скольжения; 6 — карданный вал; 7 — шестерня; 8 — радиально-упорный ГДП; 9 — радиальный ГДП; 10 — вал зубчатого колеса; 11 — зубчатое колесо; 12 — вал тормоза; 13 — ленточный тормоз; 14 и 15 — нижняя и верхняя опорные плиты; 16 — штанга крепления

никовых опор скольжения. На рис. 1 представлены фотография и схема экспериментальной установки.

Условия испытаний: теплоноситель — свинец при температуре  $400 \div 550^{\circ}\text{C}$  с контролируемым содержанием примеси термодинамически активного кислорода; защитный газ — аргон, водород, аргоноводородная смесь, аргонокислородная смесь; передача — прямозубая, цилиндрическая, наружного зацепления с эвольвентным профилем; частота вращения шестерни  $n = 100 \div 3500 \text{ мин}^{-1}$  при контактных напряжениях в зацеплении  $\sigma_H = 295 \div 920 \text{ МПа}$ ; межосевое расстояние зубчатых зацеплений — 50 мм; материалы шестерни и зубчатого колеса — конструкционные стали и чугун.

**Контроль геометрии зубьев.** Состояние зубьев контролировали способом неразрушающего контроля через  $24 \div 100$  ч работы зацепления, останавливая работу стенда и охлаждая зацепление; фиксировали ширину зубьев шестерни и зубчатого колеса на делительной окружности и измеряли их. Геометрию зубьев фиксировали снятием с них отпечатков путем вдавливания в расплавленную сургучную массу, после застывания и механической обработки которой получался слепок. Далее проводили цифровую фотосъемку торца слепка, обработку полученного изображения, измерение характерных размеров зуба по масштабированной фотографии слепка. После проведения этих замеров установку собирали и вводили ее в работу.

**Экспериментальные исследования. Первый этап.** Цель первого этапа заключалась в наработке базовых данных, на основании которых корректировались усло-

вия проведения последующих этапов экспериментов, что обусловлено отсутствием информации о подобных исследованиях. На первом этапе были выбраны следующие параметры зацепления и условия испытаний: модуль зубьев зацепления  $m = 3$ ; частота вращения шестерни  $n_1 = 3000 \text{ мин}^{-1}$ , частота вращения зубчатого колеса  $n_2 = 1500 \text{ мин}^{-1}$  (окружная скорость шестерни и колеса на делительной окружности  $v = 4,71 \text{ м/с}$ ); передаточное число  $i = 2$ ; материал шестерни и колеса — сталь 40Х; материал втулок подшипников скольжения шестерни и колеса — сталь 12Х18Н10Т, материалы валов: шестерни — 40Х, колеса — 12Х18Н10Т. Контактное напряжение в зацеплении  $\sigma_H = 591 \text{ МПа}$ . Рабочая среда — свинец с температурой  $450^{\circ}\text{C}$ , с содержанием примеси кислорода  $a = 10^0$  (на линии насыщения).

Продолжительность испытаний составила 7 ч, что соответствует числам контактов зубьев шестерни  $N_{\text{ш}} = 1260000$  и колеса  $N_{\text{к}} = 630000$ , после которых произошло заклинивание зацепления. Последующий контроль зацепления (рис. 2) показал, что заклинивание вызвано увеличением межосевого расстояния зацепления в результате изнашивания подшипников.

Зафиксирован износ цапфы вала подшипника колеса с парой трения из стали 12Х18Н10Т от исходного диаметра 15 мм до 10 мм, что составило 33 % от исходного значения. На поверхности цапфы вала подшипника колеса наблюдались равномерно расположенные дефекты шириной  $0,3 \div 0,5 \text{ мм}$ , длиной до 1 мм и глубиной около 0,04 мм, по форме напоминающие вырывы чешуек материала с поверхности вала, что, вероятно, свидетельствует об изнашивании при заедании. Зафиксирован износ цапфы вала подшипника шестерни с парой трения из сталей 40Х—12Х18Н10Т от исходного диаметра 20 мм до 19 мм, что составило 5 % от исходного значения. На большей части поверхности цапфы вала шестерни наблюдались дефекты в виде кольцевых борозд (канавок) шириной  $0,2 \div 0,4 \text{ мм}$  и глубиной до 0,2 мм. Изменение (увеличение) межосевого расстояния в зацеплении явилось основной причиной деформации зубьев шестерни и колеса, что привело к заклиниванию зацепления.

Полученные результаты явились основанием для уменьшения частоты вращения зацепления и изменения материалов пар трения подшипников, их геометрии в процессе последующих испытаний.

**Второй этап.** На этом этапе были выбраны следующие параметры зацепления и характеристики испытаний: модуль зубьев  $m = 2$ ; частота вращения шестерни  $n_1 = 1000 \text{ мин}^{-1}$ , колеса  $n_2 = 667 \text{ мин}^{-1}$  (окружная скорость шестерни и колеса на делительной окружности  $v = 2,1 \text{ м/с}$ ); передаточное число  $i = 1,5$ ; материалы: шестерни и колеса — сталь 40Х13, втулок подшипников скольжения шестерни и колеса — сталь 40, вала шестерни и колеса — сталь 40. Контактное напряжение в зацеплении  $\sigma_H = 758 \text{ МПа}$ . Рабочая среда — свинец с температурой  $450^{\circ}\text{C}$ , с содержанием примеси кислорода  $a = 10^0$  (на линии насыщения). Через 140 ч испытаний, что соответствовало числам контактов зубьев шестерни  $N_{\text{ш}} = 8400000$  и колеса  $N_{\text{к}} = 5602800$ , произошло заклинивание зацепления. Контроль зацепления

Узел	Этап эксперимента		
	Первый		Второй
Шестерня			
Зубчатое колесо			
Цапфа вала подшипника шестерни			
Цапфа вала подшипника зубчатого колеса			

Рис. 2. Фотографии зубчатых колес и цапф валов подшипников до и после проведения экспериментов

показал, что заклинивание произошло из-за изнашивания и пластической деформации вершин зубьев шестерни. На рис. 3 показан характер изменения геометрии зубьев шестерни через 1 680 000 (а), 3 120 000 (б) и 6 000 000 (в) циклов нагружения на втором этапе эксперимента.

Износ цапфы вала подшипника шестерни с парами трения "сталь 40—сталь 40" от исходного диаметра 39,7 мм до 39,4 мм составил 1 % от исходного значения. Износ цапфы вала подшипника колеса с парами трения "сталь 40—сталь 40" от исходного диаметра 39,6 мм до 38,6 мм составил 3 % от исходного значения. Повреждения на рабочих поверхностях: вала шестерни — кольцевые борозды в основном шириной  $0,08 \div 0,12$  мм и глубиной  $0,06 \div 0,1$  мм (фиксировались единичные кольцевые канавки шириной до 1 мм и глубиной до 0,2 мм), вырывы (углубления) с максимальными размерами  $0,2 \times 0,2$  мм, глубиной до 0,02 мм; вала колеса — кольцевые борозды

шириной до 1,5 мм и глубиной до 0,5 мм. На рис. 2 представлены фотографии зубчатых колес и цапф валов подшипников скольжения до и после проведения второго этапа эксперимента.

Оксидные защитные покрытия на поверхностях зубьев, сформированные до проведения эксперимента, разрушились, что произошло, вероятно, в первые часы испытаний. Возможной причиной изнашивания шестерни и колеса явилось истирание оксидных пленок на поверхностях зубьев, приведшее к коррозионному воздействию жидкого металла на твердый и росту адгезионного взаимодействия поверхностей зубьев.

В проведенных экспериментах свинец очищали механическим удалением оксидов свинца и оксидов конструкционных материалов (Fe, Gr, Ni, Ti) со свободной поверхности теплоносителя. Предположительно в результате первого этапа эксперимента концентрация растворенных компонентов конструкционных материалов в свинце достигла состояния насыщения (продукты изнашивания зацепления и подшипников), концентрация свободного кислорода в свинце снизилась в результате их окисления. Это должно было бы фиксироваться датчиками активности кислорода, выполненными в виде гальванических концентрационных элементов. Показания двух независимых датчиков свидетельствовали о насыщении теплоносителя кислородом. На втором и

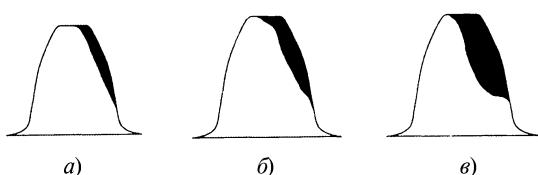


Рис. 3. Характер износа зубьев шестерни на втором этапе эксперимента

третьем этапах эксперимента после прекращения работы зацепления и вскрытия емкости поверхность свинца была полностью покрыта пленкой зеленоватого цвета (вероятно, оксидом хрома), а местами — бурым мелкодисперсным магнитным порошком — оксидом железа. В этих условиях фиксировалась активность кислорода в свинце на уровне его насыщения или близком к нему. Перед исследованиями на втором и третьем этапах эксперимента оксидирование проводили путем барботажа пара с температурой 120 °C, вводимого под зубчатое зацепление в объем свинца.

**Третий этап.** Цель исследования — определение условий работы зацепления, при которых на рабочих поверхностях шестерни и колеса сохраняются (либо не разрушаются, либо доформировываются) оксидные защитные покрытия.

Испытания на третьем этапе проводили при условиях (температура свинца 450 °C и др.), аналогичных условиям второго этапа. Основное отличие этого эксперимента заключалось в ступенчатом изменении частоты вращения шестерни в интервале 750÷300 мин<sup>-1</sup> ( $n_1 = 750 \text{ мин}^{-1}$ ,  $v = 1,57 \text{ м/с}$ ;  $n_1 = 700 \text{ мин}^{-1}$ ,  $v = 1,47 \text{ м/с}$ ;  $n_1 = 600 \text{ мин}^{-1}$ ,  $v = 1,26 \text{ м/с}$ ;  $n_1 = 500 \text{ мин}^{-1}$ ,  $v = 1,05 \text{ м/с}$ ;  $n_1 = 300 \text{ мин}^{-1}$ ,  $v = 0,63 \text{ м/с}$ ). Было установлено, что при частоте вращения шестерни  $n_1 \leq 500 \text{ мин}^{-1}$  не наблюдалось смачивания поверхностей зацепления свинцовым теплоносителем; при  $n_1 = 600 \text{ мин}^{-1}$  наблюдалось частичное смачивание трущихся поверхностей зубьев; увеличение частоты вращения  $n_1$  до 700÷750 мин<sup>-1</sup> приводило к полному разрушению оксидных покрытий и смачиванию рабочих поверхностей жидким металлом.

Суммарное время работы зацепления в процессе третьего этапа испытаний составило 514 ч, числа циклов контакта зубьев: шестерни  $N_{\text{ш}} = 16\,473\,000$ ; колеса  $N_k = 10\,982\,000$ . На момент прекращения испытаний заклинивания зацепления не произошло несмотря на то, что часть времени зацепление проработало со смыченными поверхностями зубьев.

Износ цапфы вала подшипниковых опор шестерни и колеса от исходного диаметра 39,8 мм до 39,7 мм составил 0,1 мм за 514 ч. Повреждения рабочих поверхностей на третьем и последующих этапах экспериментов: вала шестерни — кольцевые борозды шириной в основном 0,04÷0,08 мм и глубиной до 0,04 мм; вала колеса — кольцевые борозды шириной до 0,2 мм и глубиной до 0,1 мм. Образование этих дефектов объясняется накоплением в зазоре подшипников продуктов изнашивания и коррозии в виде агломератов площадью до 10 м<sup>2</sup> и толщиной до 0,2 мм, т. е. наблюдаются коррозионно-механический и абразивный механизмы изнашивания.

На рабочих поверхностях зубьев колеса и шестерни зафиксированы микродефекты кратерообразной формы размерами 0,002÷0,04 мм и единичные дефекты, размеры которых достигают 0,4 мм в диаметре при глубине до 0,2 мм. Вероятно, характер дефектов свидетельствует об адгезионном изнашивании. На границах контактного взаимодействия зубьев шестерни и колеса наблюдались пластические деформации сталей.

**Четвертый этап.** Цель данного этапа экспериментов — сравнение ресурса работы зубчатого зацепления

при меньших частотах вращения относительно ранее полученных данных. Частота вращения вала передачи влияет на время физико-химического взаимодействия теплоносителя с поверхностью зуба в интервале времени контакта зуба зацепления (с частичным или полным разрушением пленки оксидов).

Испытания на четвертом этапе проводили при условиях (температура свинца 450 °C и др.), аналогичных условиям второго этапа. Отличия заключались в следующем: частота вращения шестерни  $n_1 = 500 \text{ мин}^{-1}$  ( $v = 1,05 \text{ м/с}$ ), шестерню и колесо перед проведением эксперимента, подвергли закалке по всему объему (47÷49 HRC, 490÷520 HV). Время работы зацепления в процессе четвертого этапа испытаний составило 460 ч, числа циклов контакта зубьев: шестерни  $N_{\text{ш}} = 13\,800\,000$ , колеса  $N_k = 9\,200\,000$ . На момент прекращения испытаний заклинивания зацепления не произошло.

При контроле зацепления на всех стадиях эксперимента смачивания рабочих поверхностей зубьев не наблюдалось. Характер микро- и макродефектов зубьев аналогичен их характеру на третьем этапе.

**Пятый этап.** Широкое распространение в технике получили подвижные узлы с парами трения "чугун—чугун" и "чугун—закаленный чугун". Такая пара отличается высокой технологичностью, малой стоимостью, относительно высокой работоспособностью.

Снижение адгезии, сил трения и скорости изнашивания в рассматриваемых условиях можно добиться, используя в качестве смазочных материалов наряду с оксидами твердосмазочные материалы. Наиболее широкое применение в качестве твердосмазочного материала получил графит. В серых чугунах графит присутствует в виде пластинчатых включений.

Цель пятого этапа эксперимента заключалась в исследовании механизмов контактного взаимодействия рабочих поверхностей зубчатого зацепления, изготовленного из серого чугуна, в свинце; в сравнении интенсивности процессов изнашивания чугунных и стальных зубчатых передач с идентичными условиями эксплуатации. Условия проведения пятого и четвертого этапов эксперимента аналогичны. Материал шестерни и колеса — серый чугун СЧ 20.

Время работы зацепления на пятом этапе испытаний составило 416 ч, числа циклов контакта зубьев: шестерни  $N_{\text{ш}} = 12\,480\,000$ , колеса  $N_k = 8\,361\,600$ . На момент прекращения испытаний заклинивания зацепления не произошло. Эксперимент был остановлен по причине обнаружения сколов металла шириной до 1,3 мм в вершинах зубьев шестерни. Ревизия зацепления на всех стадиях эксперимента показала отсутствие смачивания рабочих поверхностей зубьев (отсутствие коррозии в свинце).

Рабочие поверхности зубьев шестерни и колеса в зонах полюсов и в непосредственной близости от них, где реализуется кинематическое качение поверхностей, испещрены кратерообразными дефектами диаметром до 0,7 и 0,3 мм соответственно, глубиной до 0,2 мм. Поверхности головок и ножек зубьев шестерни и колеса покрыты рисками, направленными от полюсной части к вершинам и основаниям зубьев соответственно, ши-

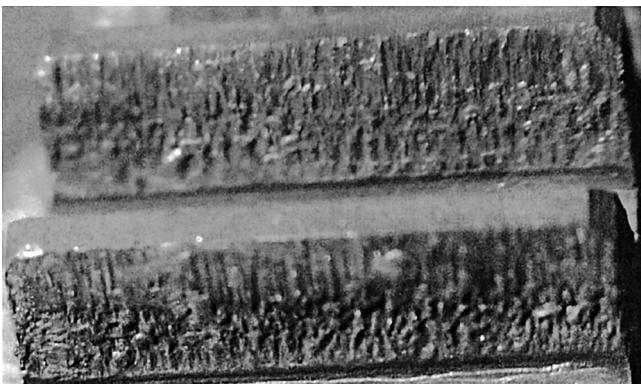


Рис. 4. Фотографии рабочей поверхности зубьев колеса

рина рисок колеса достигала 0,4 мм, шестерни — 0,2 мм, глубина до 0,2 мм. Следов пластической деформации рабочих поверхностей не обнаружено.

На рис. 4 показан характер изнашивания рабочей поверхности зубьев колеса через 80 ч (число циклов контакта зуба колеса  $N_k = 1\,608\,000$ ) после начала испытаний на пятом этапе.

**Результаты исследований.** Определяющим фактором как продолжительности, так и результатов экспериментов являлось изнашивание или разрушение зубьев шестерни как наиболее нагруженного элемента.

На рис. 5, а представлены зависимости изменения относительной площади поперечного сечения зуба шестерни в течение второго, третьего, четвертого и пятого этапов испытаний с указанием частоты вращения шестерни, времени работы на этой частоте (в процентах от времени эксплуатации) для третьего этапа. На рис. 5, б представлены зависимости изменения относительной ширины зуба шестерни на делительной окружности в течение второго, третьего, четвертого и пятого этапов испытаний с указанием частоты вращения шестерни, времени работы на этой частоте (в процентах от времени эксплуатации) для третьего этапа. Как видно из рис. 5, а, б, изнашивание зубьев шестерни при частоте вращения  $1000 \text{ мин}^{-1}$  более значительно, чем при меньших частотах вращения. Это можно объяснить положительным влиянием оксидных покрытий и абсорбированного кислорода на трущихся поверхностях. Можно прогнозировать дальнейшее снижение скорости изнашивания зубьев с уменьшением частоты вращения.

Технология операции оценки наличия или отсутствия оксидных покрытий на рабочих поверхностях зубьев включала остановку работы экспериментального участка, разборку уплотнения выемной части и извлечение экспериментального участка из емкости со свинцом. Эта операция занимает 10–15 мин. За это время возможно образование монослоя оксидного покрытия на "голой" поверхности металла зуба при соответствующем содержании кислорода в свинце. Невозможно контролировать наличие оксидных покрытий на рабочих поверхностях зубьев во время работы зацепления. Состояние поверхности зуба после извлечения зацепления из емкости со свинцом может косвенно свидетельствовать о содержании кислорода в теплоносителе. Умень-

шение частоты вращения зацепления (увеличение времени физико-химического взаимодействия твердого металла со средой между контактными взаимодействиями зубьев) приводит к существенному увеличению ресурса зубчатой передачи.

Из термодинамического анализа системы "теплоноситель (свинец)–конструкционный материал" (шестерня, колесо — сталь 40Х13) следует, что наиболее вероятной химической реакцией является реакция окисления с образованием оксида  $\text{Cr}_2\text{O}_3$ , обладающего высокой твердостью и хорошим сцеплением с поверхностью металла — эффект Роско. Пленка оксида  $\text{Cr}_2\text{O}_3$  является защитным покрытием, препятствующим быстро протекающим процессам адгезионного изнашивания (второй этап эксперимента). Увеличение ресурса зацепления на третьем этапе минимум в 2 раза по сравнению со вторым этапом экспериментов объясняется, возможно, наличием некоторого количества оксидов металлов на поверхностях зацепления.

Увеличение твердости поверхностей закалкой не дает ощутимого эффекта снижения скорости изнашивания согласно исследованиям, проведенным Ю. Н. Дроздовым. По его мнению, высокие температуры в зоне контакта зубьев приводят, вероятно, к отпуску микрослоев метал-

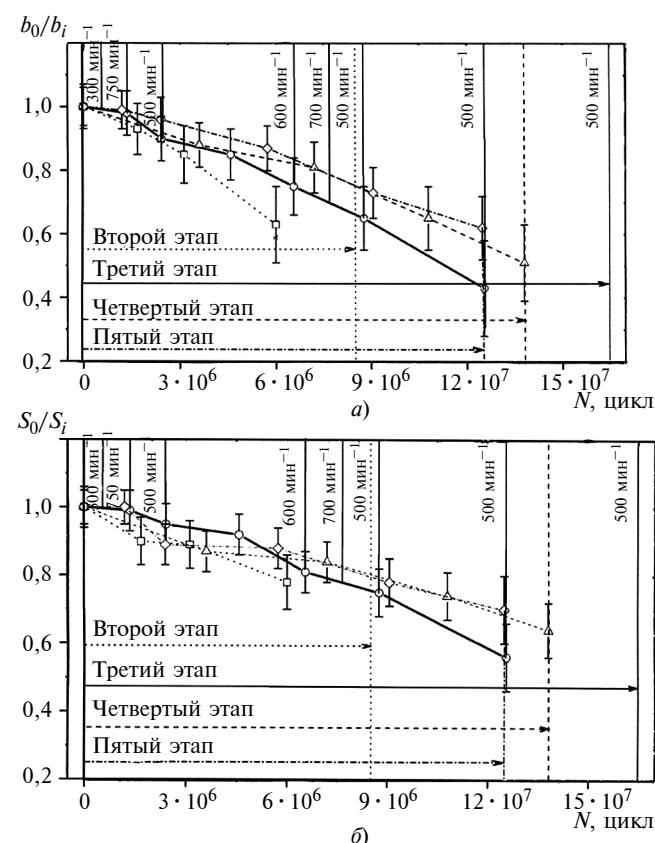


Рис. 5. Изменения относительной ширины  $b$  зуба на делительной окружности (а) и относительной площади  $S$  зуба (б) шестерни на этапе эксперимента:  
 —□— второй; —○— третий (частота вращения шестерни  $300 \text{ мин}^{-1}$  — время работы 2 % от времени эксплуатации,  $500 \text{ мин}^{-1}$  — 61 %,  $600 \text{ мин}^{-1}$  — 25 %,  $700 \text{ мин}^{-1}$  — 6 %,  $750 \text{ мин}^{-1}$  — 6 %); —△— четвертый; —◇— пятый. Горизонтальными стрелками показано время эксплуатации на соответствующем этапе

# ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 621.81.001

Ю. А. НОВОСЕЛОВ, канд. техн. наук  
(Гомельский ГТУ им. П. О. Сухого, Белоруссия)

## Альтернативная концепция теории базирования в машиностроении

Продолжая рассматривать вопросы базирования в машиностроении, которым были посвящены статьи [1, 2], проанализируем предлагаемую логику рассуждений по этой проблеме буквально с истоков ее зарождения.

Человек с доисторических времен с целью выживания был вынужден делать что-то, каким-то образом, чем-то, на чем-то, с помощью чего-то и при этом все средства этой деятельности как-то рационально взаиморасполагать. В результате зародились такие ныне хорошо известные базовые машиностроительные понятия, как продукция, технология, ин-

струмент, станок, приспособление и, наконец, базирование. Каждое из этих общих понятий, развиваясь и обрастаю огромным комплексом собственных частностей (понятий, терминов, определений, точек зрения, экспериментов, теорий и т. п.), превратилось в обширную самостоятельную область машиностроения, охватывающую, например, теорию резания, режущий инструмент, технологию машиностроения, теорию базирования, металлорежущие станки, станочные приспособления, проектирование и производство заготовок и т. д.

Погружаясь в проблемы той или иной области машиностроительных знаний, исследователи в силу интенсивного нарастания объема научно-технической информации по интересующим их вопросам с течением времени все больше самоизолировались от других (смежных) вопросов машиностроения, что привело к разделению информации по единой отрасли на отдельные, теперь уже мало связанные друг с другом, информационные комплексы.

Так, например, если коснуться очень небольшой, но исключительно важного раздела технологии маши-

 (Окончание статьи. Начало см. на стр. 43)

ла. В условиях экспериментов интенсивный теплоотвод жидкокометаллическим теплоносителем, возможно, снижал эффект от этого механизма. Уменьшение скорости изнашивания зубьев в четвертой серии экспериментов (четвертый этап) по сравнению с третьей (третий этап) может объясняться большим временем эксплуатации на низких частотах вращения и закалкой зубьев.

Как видно из графиков, характеры изменения геометрии зубьев шестерен, изготовленных из чугуна СЧ20 и стали 40Х13 с объемной закалкой, практически полностью аналогичны. Графит, присутствующий в серых чугунах в виде пластинчатых включений, в окислительных средах работоспособен при температурах до 400 °C; в условиях проведения эксперимента (температура свинца 450 °C, активность кислорода в свинце на линии насыщения), наряду с истиранием должно происходить окисление пленок графита на поверхностях зацепления, что должно было негативно сказаться на работе зубчатого зацепления.

В связи с относительно малой вязкостью, невысокими скоростями перемещения поверхностей относительно друг друга и отсутствием смачивания свинцом оксидированных поверхностей в данных условиях наличие жидкостного клина (теплоноситель) между рабочими

поверхностями зацепления и подшипников скольжения, защищающего от прямого контакта, по мнению авторов, маловероятно. Одно из возможных направлений увеличения ресурса зубчатых зацеплений и подшипников скольжения, работающих в свинце, в диапазоне рабочих условий энергетических контуров атомных установок заключается в обеспечении содержания примеси кислорода в теплоносителе и подборе соответствующих материалов с защитой контактирующих поверхностей оксидными пленками.

**Выводы.** Экспериментально доказана возможность работы зубчатых зацеплений, изготовленных из стали 40Х13 и чугуна СЧ 20, в свинцовом теплоносителе на протяжении 500 и 400 ч соответственно при температуре 450 °C, содержании термодинамически активного кислорода в свинце, близком к насыщению, контактном напряжении в зацеплении 758 МПа, частоте вращения шестерни 500 мин<sup>-1</sup> или менее и передаточном числе зацепления 1,5 (окружная скорость шестерни и колеса на делительной окружности 2,1 м/с).

Вероятными механизмами износа зубьев шестерни являются адгезионное изнашивание и недостаточная температуростойкость (жаропрочность) материала зуба при температуре 450–500 °C.

ностроения — теории базирования, то можно отметить, что спектр различного понимания специалистами этого вопроса сегодня чрезвычайно велик. Это подтверждается хотя бы наличием двух практически взаимоисключающих государственных стандартов [3, 4], связанных с базированием, и большим числом научных статей в журналах "СТИН" и "Вестник машиностроения" по проблемам базирования разной сложности [5], включая даже вопросы базирования простейшей призматической заготовки [6], для которой в статье приведены сложные схемы базирования и математические выкладки. А что же тогда говорить о деталях с гораздо более сложной пространственной конфигурацией? Инженеру-конструктору, который рискнет погрузиться в этот омут расчетных формул и схем при проектировании каждой детали объекта, большая часть которых куда сложнее параллелепипеда, вряд ли удастся когда-нибудь в жизни спроектировать хотя бы одну современную машину.

Но перейдем все-таки к базированию, под которым будем понимать приданье любому рассматриваемому объекту (заготовке, детали, инструменту, сборочной единице, узлу, машине и т. д. — в дальнейшем объекту базирования) требуемого пространственного положения относительно технологического оборудования, к которому можно отнести любое устройство для осуществления технологического процесса (автоматическую линию, металлорежущий станок, пресс, молот, измерительную машину, испытательный стенд, зажимное приспособление, контрольное приспособление, покрасочную камеру, сушильный шкаф, галтовочный барабан и т. д.). Детали технологического оборудования, с которыми контактирует объект базирования (станины, стойки, столы, направляющие, шпинделли, пиноли, патроны, планшайбы, суппорты, цанги, центры, оправки, опоры, упоры, кулачки, губки, прижимы, прихваты, склизы и т. д.), будем называть базовыми деталями технологического оборудования, а их геометрические элементы (поверхности, плоскости, линии, точки) подразделять на базирующие, т. е. такие,

которые осуществляют само базирование, и фиксирующие, т. е. такие, которые обеспечивают неподвижность (или требуемую подвижность) объекта базирования при воздействии на него технологических усилий.

Базирующие и фиксирующие геометрические элементы базовых деталей технологического оборудования в принципе различны, однако в некоторых случаях они могут совпадать, например, при закреплении цилиндрической заготовки в самоцентрирующем патроне, в цанге и в центрах. Да и в любом случае после закрепления объекта базирования те и другие геометрические элементы его базовых деталей как бы сливаются в единый комплекс обеспечения полной (или неполной, если этого требует технологический процесс) неподвижности объекта базирования и точности результатов технологического процесса путем объединения их функций. В таких условиях объект базирования оказывается устойчиво расположенным в некоторой базирующей полости технологического оборудования, под которой понимается пространство технологического оборудования между базирующими и фиксирующими его элементами. Таким образом, объект базирования, находясь в базирующей полости технологического оборудования, ни с какими другими его геометрическими элементами, кроме базирующих и фиксирующих, не соприкасается.

Базирование может быть полным и неполным, жестким и нежестким. При полном базировании объект базирования в условиях технологического процесса оказывается полностью неподвижным, т. е. он не будет иметь никаких перемещений вдоль или вокруг осей принятой системы координат. Однако в отдельных случаях используется неполное базирование, т. е. такое, при котором в технологическом процессе все-таки допускается или бывает необходимо иметь какое-то перемещение объекта вдоль или (и) вокруг одной координатной оси или нескольких осей одновременно. Так, например, в процессе бесцентрового шлифования цилиндрической поверхности круглых стержней (подшипниковых роликов) имеет место неполное базирование, так как они в процессе

обработки вращаются и одновременно перемещаются вдоль оси. Жесткое базирование — это базирование объекта с возможностью однозначного повторения его положения после нарушения базирования без применения для этой цели каких-либо настроек, подгонок, регулировок, измерений, разметок и т. д., например, при установке призматической детали (пластины) в тисках с упором в какой-нибудь выступ на губках. Нежесткое базирование — это базирование объекта с невозможностью однозначного повторения его положения после нарушения, без каких бы-то ни было дополнительных действий и устройств, например, при установке цилиндрической заготовки малого диаметра в патроне токарного станка (нежесткое базирование по двум координатам) или при шлифовании торцов подшипниковых колец на магнитной плите плоскошлифовального станка (нежесткое базирование по трем координатам).

Чтобы иметь четкое представление обо всех тонкостях процесса базирования, введем в рассмотрение понятие виртуального перемещения объекта базирования, под которым будем понимать воображаемое перемещение объекта вдоль или вокруг одной из осей принятой системы координат независимо от того, имеется ли реальная возможность такого перемещения или она уже утрачена в заданных условиях базирования. Одно такое виртуальное перемещение (из шести возможных) будем называть степенью свободы объекта базирования.

А теперь вернемся к ранее введенному, но не раскрытыму пока понятию "принятая система координат". Это, безусловно, прямоугольная (декартова) система координат, которая нужна для четкого выполнения и правильного графического отображения условий базирования (рис. 1). Она может быть привязана как к важнейшим геометрическим элементам (поверхностям, плоскостям, осям, граням, ребрам, вершинам, точкам) самого объекта базирования (рис. 1, а), так и к осям какой-нибудь базовой детали технологического оборудования, например к корпусу приспособления, или к направляющим станка (рис. 1, б), так как по

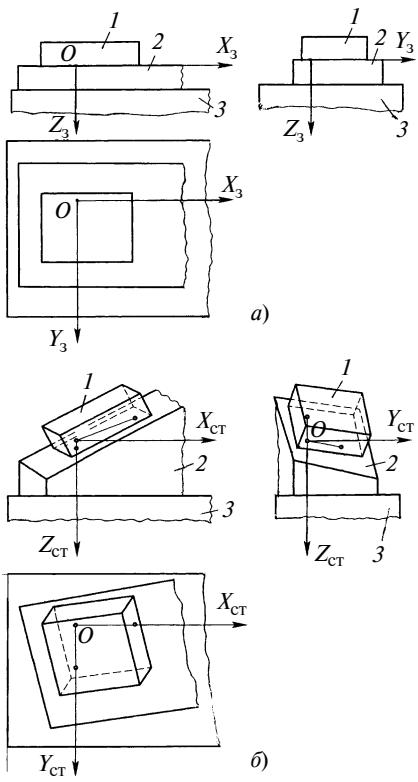


Рис. 1. Принятая при базировании система координат, привязанная: а — к важнейшим объектам базирования; б — к осям базовой детали технологического оборудования; 1 — заготовка; 2 — приспособление; 3 — станок

этим осям зачастую как раз и осуществляются рабочие движения (движения подачи) в процессе резания. В первом случае принятую систему координат будем называть собственной системой координат, во втором — внешней системой координат.

Большой конкретизации расположения, направления и обозначения координатных осей собственной и внешней систем координат и их начал в принципе и не требуется, важно только обеспечить единство их изображения во всех проекциях технологического эскиза и четко иметь их в виду при разработке схемы базирования. Однако в процессе освоения предлагаемой логики базирования пренебрегать визуализацией этих координатных осей все-таки не следует, что и будет учтено в дальнейшем изложении.

При базировании объекта, прежде всего, необходимо выбрать на нем базы. Базой объекта базирования следует называть реальный геометрический элемент объекта (поверхность, плоскость, ребро, линию,

угловой выступ, точку), контактирующий при базировании с соответствующим базирующим элементом (базирующими элементами) технологического оборудования и способствующий лишению объекта одной или нескольких степеней свободы. При этом необходимо отметить, что далеко не все точки базы (кроме базы в виде точки) находятся при базировании в контакте с базирующими элементами технологического оборудования. Поэтому в процессе базирования на каждой базе нужно выявить (определить) так называемую контактную зону базы, под которой понимается геометрическое место точек (область) непосредственного контакта базы с базирующим элементом (базирующими элементами) технологического оборудования. На контактных поверхностях базы (баз) или на их продолжении (или проекциях) необходимо выбрать точки, каждая из которых, располагаясь в принятой системе координат по описанным правилам, отображала бы возможность лишения объекта базирования одного виртуального перемещения в выбранной системе координат, т. е. только одной степени свободы. Такие точки, как-то связанные с контактной зоной базы и с осями принятой системы координат, следует называть опорными точками. Число опорных точек в схеме базирования при полном базировании, как известно, равно шести, при неполном базировании — меньше шести. Необходимо при этом еще раз отметить, что опорные точки не обязательно должны быть точками реальных геометрических элементов объекта базирования: каждая из них, являясь лишь условным символом, отображающим лишение объекта базирования только одной степени свободы в принятой системе координат, должна быть определенным образом привязана к какой-нибудь координатной оси или координатной плоскости. Опорные точки в зависимости от вида движения, которого они лишают объект, целесообразно разделять на линейно-опорные и поворотно-опорные. Первые отображают лишение объекта свободы перемещения вдоль координатных осей, вторые — вокруг осей. При полном базировании число опорных

точек каждого из этих видов равно трем, при неполном базировании их число уменьшается. Схема расположения всех опорных точек в принятой системе координат называется схемой базирования.

Для большей ясности дальнейших объяснений предлагаемой концепции теории базирования вместо введенного стандартом [3] плоского графического символа опорной точки (рис. 2, а, б), недостатки которого отмечены в работе [1], будем использовать рекомендуемый нами иной графический символ опорной точки в виде трехмерного (объемного) тела — сочетание конуса с цилиндром (рис. 2, в, г), которое на главном виде и виде сбоку представляется как сочетание равностороннего треугольника с квадратом, а на видах снизу и сверху — как сочетание двух концентрических окружностей, причем внутренняя окружность изображается на виде снизу сплошной линией (как видимая), на виде сверху — штриховой линией (как невидимая) или не изображается вообще, а ее диаметр принимается вдвое меньшим диаметра наружной окружности. Графический символ опорной точки в виде объемной стрелки во избежание слияния его линий с контурными линиями самого объекта базирования на технологических эскизах во всех проекциях следует изображать тонкими линиями. Такой графический символ опорной точки дает следующие преимущества:

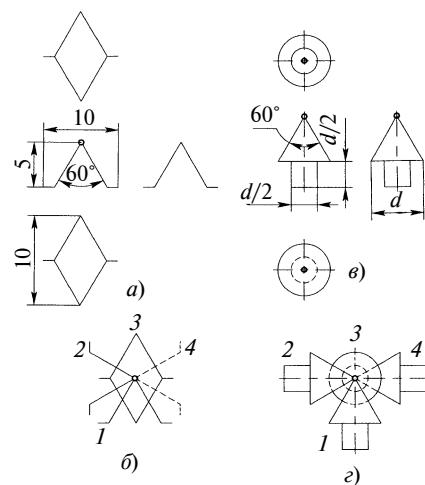


Рис. 2. Стандартизованный плоский (а, б) и рекомендаемый объемный (в, г) графические символы опорной точки

как трехмерное тело он отвечает всем требованиям машиностроительной графики;

при совпадении в одной точке технологического эскиза объекта базирования (заготовки) нескольких различных опорных точек не возникает проблемы распознавания места их относительного взаимного расположения по глубине (в направлении, перпендикулярном к плоскости изображения), как это показано на рис. 2, *г*, в отличие от той же ситуации на рис. 2, *б*;

предложенный графический символ опорной точки (см. рис. 2, *в*) не имеет конкретных численных значений его элементов в отличие от стандартного символа (см. рис. 2, *а*) — регламентируется только их пропорциональность любому принятому численному значению размера  $d$ , что исключает проблемы масштабирования технологического эскиза, отмеченные в статье [1];

вершина символа (острие) и центр окружности на другой проекции символа четко отображают место координатного расположения самой опорной точки в принятой системе координат;

графический символ опорной точки в виде объемной стрелки позволяет по-иному взглянуть и на сам принцип базирования, о чем будет сказано ниже.

Пользуясь предложенным графическим символом опорной точки, можно отчетливо увидеть серьезные просчеты существующей теории базирования, введенной стандартом [3]. Автор проанализировал три классических примера базирования (с использованием объемных графических символов опорных точек), содержащихся в приложении 1 к этому стандарту: прямоугольной пластины в тисках [3, с. 19, черт. 3], вала в центрах или шестерни с длинной ступицей на валу [3, с. 20, черт. 4, *а*] и центрированного фланца в корпусе или узкой шестерни на валу [3, с. 20, черт. 4, *б*]. При анализе была составлена таблица (рис. 3), состоящая из трех секторов: А — расстановка и нумерация опорных точек по стандарту [3]; Б — расстановка опорных точек по логике автора и их нумерация по стандарту [3]; В — расстановка опорных точек и их нумерация по логике автора.

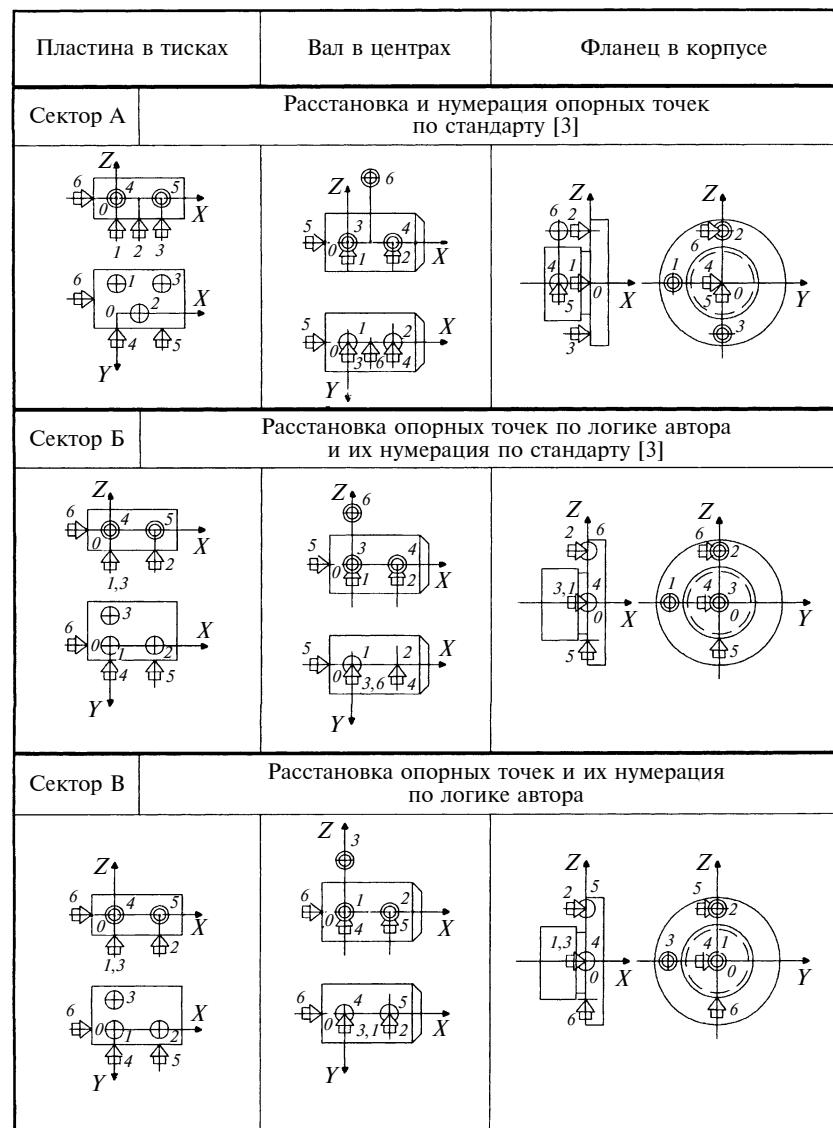


Рис. 3. К анализу ситуации базирования прямоугольной пластины в тисках, вала в центрах, центрированного фланца в корпусе машины

зультаты этого анализа по каждому сектору отдельно.

**Сектор А** (см. рис. 3). *Базирование пластины в тисках по стандарту [3]* обеспечивается опорными точками следующим образом: точка 1 лишает пластины перемещения вдоль оси  $Z$  и поворота вокруг оси  $X$ , т. е. двух степеней свободы; точка 2 — перемещения вдоль оси  $Z$  и поворота вокруг оси  $Y$ , т. е. двух степеней свободы; точка 3 — перемещения вдоль оси  $Z$  и поворотов вокруг осей  $X$  и  $Y$ , т. е. трех степеней свободы; точка 4 — перемещения вдоль оси  $Y$ , т. е. одной степени свободы; точка 5 — поворота вокруг оси  $Z$ , т. е. одной степени свободы; точка 6 — перемещения вдоль оси  $X$  и поворота вокруг оси  $Z$ , т. е. двух степеней свободы.

Итого в этой схеме базирования по стандарту пластина лишается 11 степеней свободы. По логике же пластина должна лишаться только шести имеющихся у нее степеней свободы, т. е. лишение пластины пяти степеней свободы дублируется.

*Базирование вала в центрах по стандарту [3]* обеспечивается опорными точками следующим образом: точка 1 лишает вал перемещения вдоль оси  $Z$ , т. е. одной степени свободы; точка 2 — поворота вокруг оси  $Y$ , т. е. одной степени свободы; точка 3 — перемещения вдоль оси  $Y$ , т. е. одной степени свободы; точка 4 — поворота вокруг оси  $Z$ , т. е. одной степени свободы; точка 5 — перемещения вдоль оси  $X$ , т. е. одной степени свободы; точка 6 — перемещения

вдоль оси  $Y$  и поворотов вокруг осей  $X$  и  $Z$ , т. е. трех степеней свободы.

Итого в этой схеме базирования по стандарту вал в центрах лишается 8 степеней свободы, а должен лишаться только шести, т. е. лишение вала двух степеней свободы дублируется.

**Базирование центрированного фланца по стандарту [3]** обеспечивается опорными точками следующим образом: точка 1 лишает фланец перемещения вдоль оси  $X$  и поворота вокруг оси  $Z$ , т. е. двух степеней свободы; точка 2 — перемещения вдоль оси  $X$  и поворота вокруг оси  $Y$ , т. е. двух степеней свободы; точка 3 — перемещения вдоль оси  $X$  и поворота вокруг оси  $Y$  (кстати, в обратном направлении по сравнению с точкой, что абсурдно!), т. е. двух степеней свободы; точка 4 — перемещения вдоль оси  $Y$ , т. е. одной степени свободы; точка 5 — перемещения вдоль оси  $Z$ , т. е. одной степени свободы; точка 6 — перемещения вдоль оси  $Y$  и поворотов вокруг осей  $X$  и  $Y$ , т. е. трех степеней свободы.

Итого в этой схеме базирования по стандарту центрированный фланец лишается 11 степеней свободы, т. е. продублировано лишение фланца пяти степеней свободы.

Кроме того, что стандарт [3] предусматривает дублирование лишения объектов базирования ряда степеней свободы, он имеет еще один существенный недостаток — вводит для базирования трех самых простых деталей (пластины, вала и фланца) пять так называемых в стандарте баз (установочную, направляющую, двойную направляющую, опорную и двойную опорную), не дает никаких рекомендаций для базирования других более сложных деталей, кроме недостаточно продуманных примеров базирования в приложениях к стандарту, не имеющих, как известно, правовой силы.

**Сектор Б** (см. рис. 3). По логике автора, но с использованием принципа нумерации опорных точек по стандарту [3], неподвижность всех этих трех деталей (как и любых других, сколь угодно сложных деталей) обеспечивается только тремя совокупностями опорных точек (но не баз!): установочной (точки 1, 2, 3 пластины, 3, 4, 6 вала и 1, 2, 3 фланца), направляющей (точки 4, 5 пластины, 1, 2 вала и 4, 6 фланца) и

опорной (точки 6 пластины, 5 вала и 5 фланца).

Композиционная путаница номеров опорных точек в одной и той же их совокупности на разных деталях объясняется плохой продуманностью системы нумерации опорных точек по стандарту [3], которая и была в этих примерах использована автором.

**Сектор В** (см. рис. 3). В данном секторе отмеченная выше путаница номеров опорных точек в одной и той же их совокупности на разных деталях устранена автором с использованием следующих предлагаемых им правил. При полном базировании любых объектов (деталей) сначала должны присваиваться номера опорным точкам установочной совокупности: линейно-опорной 1, поворотно-опорным 2 и 3. Затем нужно нумеровать опорные точки направляющей совокупности: линейно-опорную 4 и поворотно-опорную 5. Последней нумеруется линейно-опорная точка 6. Именно такая логика и реализована в секторе В.

Расстановка и нумерация опорных точек по логике автора на деталях в секторе В позволяет увидеть элементы сходства и различия этих деталей по принципу их базирования:

установочная совокупность опорных точек 1, 2 и 3 у пластины и фланца располагается непосредственно на их главных базовых плоскостях, т. е. на самих базах, что и дает основание считать эти плоскости установочными базами, однако у вала, закрепленного в патроне, в цанге или в центрах, эту же установочную совокупность трех опорных точек, не связанную с самими базами, называть установочной базой нельзя хотя бы потому, что ось в силу ее нематериальности базой являться не может [1];

направляющая совокупность опорных точек 4 и 5 у пластины и фланца располагается непосредственно на их вспомогательных базовых плоскостях, т. е. на самих базах, что также дает основание считать эти плоскости направляющими базами, однако у вала, закрепленного в патроне, в цанге или в центрах, эту же направляющую совокупность опорных точек, не связанную с самими базами, называть направляющей базой нельзя;

опорная точка 6 у пластины, вала и фланца полностью выполняет свою миссию и тем самым лишает их последнего (шестого) перемещения вдоль оставшейся координатной оси, т. е. является собственно опорной базой.

С целью устраниния отмеченных логических неувязок автор предлагает ввести в систему понятий базирования термин компонент базирования, под которым следует понимать совокупность однокоординатно направленных графических символов опорных точек независимо от того, лежат эти точки на базах или нет. Таким образом, в условиях полного базирования любых сколь угодно сложных объектов мы имеем только три компонента базирования:

установочный — это компонент базирования с тремя однокоординатно направленными графическими символами опорных точек;

направляющий — это компонент базирования с двумя однокоординатно направленными графическими символами опорных точек;

опорный — это компонент базирования с единственным координатно направленным графическим символом опорной точки.

Других компонентов при полном базировании не существует ни при каких особенностях форм объектов базирования и вариантах их расположения в принятой системе координат. Двойная направляющая и двойная опорная базы, введенные стандартом [3], могут рассматриваться только при неполном базировании, но такие случаи на практике встречаются редко.

Из изложенного выше можно сделать следующие выводы:

1. Предлагаемая концепция теории базирования вводит единую систему координатного расположения опорных точек при базировании любых объектов (деталей) с любой непредсказуемой и неописуемой их сложностью.

2. Возможное первое впечатление о кажущейся жесткости требований, предъявляемых автором к изображению и координатному расположению графических символов опорных точек, на самом деле ошибочно, что будет видно из дальнейшего рассмотрения. В то же время

вводимые требования открывают новые возможности для более точного, однозначного, быстрого и грамотного решения проблем базирования любых по сложности объектов (заготовок, деталей, узлов, машин и т. п.)

3. Предложенный графический символ опорной точки в виде объемной стрелки с четкой привязкой его оси к осям и плоскостям принятой системы координат позволяет тем не менее ввести в сам процесс базирования новый манипуляционный прием, суть которого заключается в допустимости и целесообразности перемещения графических символов опорных точек: всех шести вдоль их собственных осей; трех поворотно-опорных перпендикулярно их осям без выхода за пределы тех координатных плоскостей, в которых они расположены.

4. Упомянутые координатные перемещения графических символов опорных точек необходимы для того, чтобы с их помощью осуществлять последовательное введение самих опорных точек в соприкосновение с предполагаемыми базами объекта базирования, их продолжениями до пересечения с координатными плоскостями (осами) или проекциями на эти плоскости (оси), что в итоге укажет места рациональной установки в приспособлении каких-то опор, упоров, направляющих, ложементов и других устройств для реализации требуемых условий базирования.

Покажем применение изложенных выше аспектов предлагаемой концепции теории базирования на некоторых вполне реальных, но в то же время неординарных технических примерах.

Допустим, что технолог, хорошо понимающий логику автора и озабоченный проблемой базирования призматической заготовки, представляющей собой композицию ряда параллельно-перпендикулярных плоских участков (рис. 4), приставил на ней по предложенным здесь правилам в удачно выбранной им системе координат  $XYZ$  все шесть опорных точек, обозначенных во всех проекциях цифрами 1, 2, ..., 6. Как видно из внимательного рассмотрения положения опорных точек относительно координатных осей на схеме базирования этой заготовки,

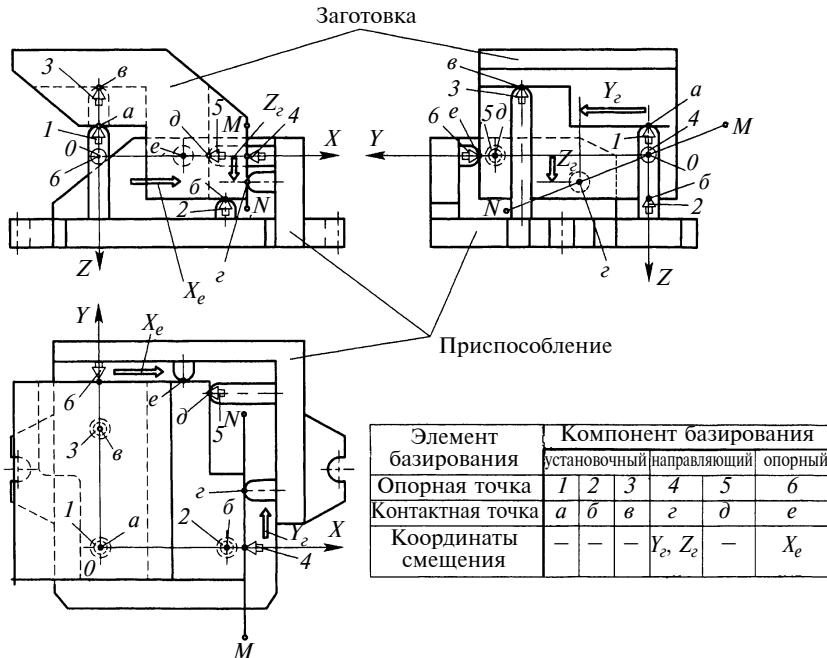


Рис. 4. Схема базирования призматической заготовки сложной конфигурации

ни одна из опорных точек при лишении ими объекта степеней свободы не дублирует другую, т. е. можно сказать, что технолог в данном случае поступил грамотно. Это означает, что он воспользовался приведенными автором (см. рис. 3, сектор В) едиными правилами нумерации опорных точек и допускаемой возможностью их перемещения в принятой системе координат до соприкосновения с базами объекта базирования, как это было отмечено выше. В связи с тем, что рассматриваемая заготовка имеет 6 отдельных баз (площадок), наверняка у технолога возникли следующие вопросы: "Каковы совокупности этих опорных точек и как их следует называть? Это 6 опорных баз?" Но таких мыслей еще ни у кого никогда не возникало. Или надо считать, как и раньше, что, например, три однокоординатно направленные опорные точки 1, 2 и 3 являются установочной базой? Но ведь это не база, а целых три отдельные самостоятельные базы (поверхности [7], точнее — плоскости). В этом случае как раз и придется воспользоваться введенным выше понятием компонента базирования вместо традиционного понятия базы. Итак, в рассматриваемом примере имеются три компонента базирования: установочный (опорные точки 1, 2 и 3), направ-

ляющий (опорные точки 4 и 5) и опорный (опорная точка 6).

В свою очередь конструктор станочного приспособления, приняв в принципе правильное решение базировать эту заготовку с помощью шести разноразмерных стержней с полусферическими опорными концами (базирующими элементами), расположил их по своему усмотрению, например, так, как это изображено на рис. 4. Однако в его действиях, точнее в их результатах, имеются определенные неточности и ошибки. С целью их выявления введем буквенные обозначения контактных точек (точек контакта базирующих элементов технологического оборудования, т. е. стержней, с базами заготовки) соответственно цифровому порядку обозначения опорных точек, т. е. буквами  $a$ ,  $b$ ,  $v$ ,  $g$ ,  $d$ ,  $e$  (см. рис. 4). Степень соответствия (совпадения) и несоответствие (несовпадения) координат контактных и опорных точек по всем трем компонентам базирования отображена в таблице на рис. 4.

Внимательное рассмотрение рис. 4 позволяет выявить упомянутые выше неточности и ошибки конструктора станочного приспособления. Отметим вначале, что по всем трем точкам установочного компонента базирования имеет место полное совпадение контактных точек с

опорными, т. е. у них нет никаких взаимных относительных координатных смещений (см. прочеки в табл. на рис. 4), что свидетельствует о правильном решении конструктором приспособления задачи технического обеспечения установочного компонента базирования. Однако этого нельзя сказать об опорном компоненте базирования, так как контактная точка  $e$  в нем смешена от соответствующей опорной точки  $b$  на некоторое расстояние (направление этого смещения указывает светлая стрелка  $X_e$ ). Это смещение частично оправдано тем, что введенная технологом опорная точка  $b$  оказалась в пустоте (вне заготовки), что является ошибкой технолога. Такое смещение при параллельности этой базы координатной оси  $X$  не приведет к погрешностям базирования, чего, правда, нельзя сказать о возможной погрешности базирования при непараллельности этой базы координатной оси  $X$ : в этом случае заготовка будет несколько развернута вокруг оси  $Z$ .

Более сложная ситуация проявляется при анализе направляющего компонента базирования (см. таблицу на рис. 4), несмотря на то, что одна из двух контактных точек (точка  $d$ ) полностью совпадает с опорной точкой  $5$ . Дело в том, что контактная точка  $g$  приспособления оказалась смещенной относительно опорной точки  $4$  по двум координатам (см. таблицу и направления этого смещения — светлые стрелки  $Y_g$  и  $Z_g$  на рис. 4), т. е. по линии  $MN$ , расположенной в плоскости, параллельной плоскости  $YOZ$ , что будет являться причиной двухкоординатной погрешности базирования. Эта погрешность была бы еще больше, если бы контактная точка  $d$  базирующего стержня не совпала с опорной точкой  $5$  в направлении координатной оси  $Z$ . Совпадение же этих точек в направлении, параллельном координатной оси  $Y$ , как это имеет место на рис. 4, не столь обязательно, так как они выполняют одну и ту же функцию — предотвращают поворот заготовки вокруг оси  $Z$ .

Главной же ошибкой конструктора приспособления при реализации им направляющего компонента базирования является двухкоординатное смещение контактной точки  $g$  относительно опорной точки  $4$

(по осям  $Y$  и  $Z$ ) в направлении светлых стрелок  $Y_g$  и  $Z_g$ . В этом случае контактная точка  $g$  лишает заготовку не только перемещения вдоль оси  $X$ , но и поворотов вокруг осей  $Y$  и  $Z$  (см. правую проекцию на рис. 4), т. е. дублирует другие точки, путает предусмотренную технологом систему базирования заготовки и является тем самым первопричиной (доминантой) будущих погрешностей изготавляемой детали. Подобные ошибки содержатся почти во всех примерах, приведенных в приложениях 2 и 3 к базовому стандарту [3].

Наивысшая степень проблемности проявляется при базировании деталей, имеющих в своей структуре сферические поверхности, для которых стандарт [3] дает ошибочные рекомендации. Предлагаемая в статье концепция теории базирования позволяет однозначно решать эти проблемы.

Рассмотрим расстановку опорных точек по логике автора в двух случаях базирования шара: при полном (рис. 5, а) и неполном (рис. 5, б) его центрировании. В первом случае шар центрируется кромками двух равномерно сходящихся одинаковых соосных втулок, зажимающих его с двух сторон равными силами  $P$ . Во втором случае шар устанавливается в двусторонней призме с углом  $90^\circ$  между ее плоскостями, доводится до упора в заднюю полупризму с углом  $45^\circ$ , после чего как-то прижимается к плоскостям этих призм с некоторой силой  $P$  (на рис. 5, б не показана).

В связи с тем, что шар имеет только одну поверхность (сферу), схематизация его базирования серьезно осложнена. На нем нельзя найти ни установочную базу, как у пластины, ни двойную направляющую, как у вала, ни двойную опорную, как у фланца, ни даже просто опорную базу. А вот проставленные в системе координат  $XYZ$  по предложенным здесь правилам опорные точки однозначно решают проблему базирования шара в любой ситуации его установки и обработки, а именно:

1. Каждая опорная точка из шести возможных лишает шар, как и любую другую деталь, только одной степени свободы, т. е. рассмотренное выше дублирование лишения объекта одних и тех же степеней свободы полностью исключается.

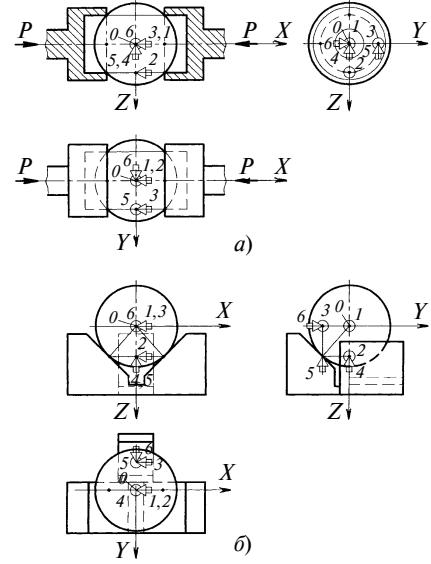


Рис. 5. Предлагаемая автором расстановка опорных точек при базировании шара с полным (а) и неполным (б) его центрированием

2. На шаре предельно четко просматриваются введенные автором компоненты базирования (при отсутствии самих баз как таковых): установочный (опорные точки 1, 2, 3), направляющий (опорные точки 4, 5) и опорный (опорная точка 6).

3. При самоцентрировании шара (как и любой детали) в приспособлении, когда создаются условия его однозначного симметричного расположения относительно какой-то координатной плоскости (например плоскости  $YOZ$  на рис. 5, а и б), опорные точки установочного компонента базирования также располагаются в этой плоскости симметрии (точки 1, 2, 3 на рис. 5, а и б).

4. При самоцентрировании шара (как и любой детали) в приспособлении, когда создаются условия для его однозначного симметричного расположения относительно какой-то координатной оси (например, оси  $Y$  на рис. 5, а), опорные точки направляющего компонента базирования располагаются также на этой оси симметрии (точки 4, 5 на рис. 5, а).

5. При самоцентрировании шара (как и любой детали) в приспособлении, когда создаются условия для его однозначного симметричного расположения относительно начала координат (точка 6 на рис. 5, а), эта единственная точка опорного ком-

понента базирования располагается в начале координат  $O$  (см. рис. 5, а).

6. При отсутствии самоцентрирования шара (как и любой детали) в приспособлении относительно какой-то координатной оси (например, оси  $Y$  на рис. 5, б) опорные точки направляющего компонента базирования (точки 4 и 5) располагаются в координатной плоскости, проходящей через упомянутую ось ( $Y$ ) и проекции контактных точек на эту координатную плоскость.

Теперь можно обратить внимание читателя еще на одну важную особенность излагаемой концепции теории базирования: все 6 опорных точек (а не отображающих их графических символов!) изначально в условиях самоцентрирования объекта базирования располагаются в одной плоскости, как это видно на рис. 5. Назовем эту плоскость главной базирующей плоскостью. В принятой на рис. 5 системе координатных осей и плоскостей главной базирующей плоскостью является координатная плоскость  $YOZ$ , что более четко видно на рис. 6, а, где изображены 6 графических символов опорных точек в виде объемных стрелок, а также отмеченные тонкими двусторонними стрелками возможные их координатные перемещения, в частности: линейно-опорных точек 1, 4, 6 — только вдоль их осей, поворотно-опорных 2, 3, 5 — вдоль и поперек их осей без выхода за пределы тех координатных плоскостей, в которых они расположены. Эти перемещения опорных точек нужны, как уже неоднократно отмечалось, для последовательного их введения в соприкосновение с предполагаемыми базами объекта базирования, их продолжениями до пересечения с координатными плоскостями (осами) или проекциями на эти плоскости (оси), что в итоге будет указывать места рациональной (с точки зрения технолога) установки базирующих элементов технологического оборудования.

Все это наводит на мысль о том, что при рассмотрении проблематики базирования можно обходиться без координатных осей и плоскостей, а на практике решать конкретную задачу базирования с использованием своеобразного мнемонического ключа (рис. 6, б), представляющего собой уг-

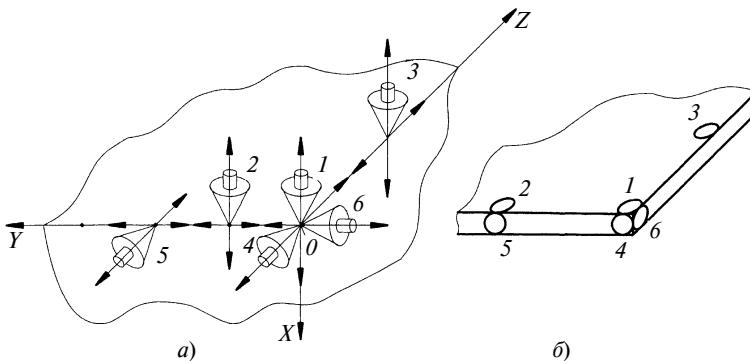


Рис. 6. Схема расположения всех опорных точек в главной базирующей плоскости с вариантами допускаемого их смещения (а) и эскиз предлагаемого мнемонического ключа (б) для оперативного представления схемы базирования

ловую часть пластины из прозрачного оргстекла толщиной 3÷4 мм, на гранях и смежных ребрах которой черным или цветным лаком наносятся круглые точки, являющиеся своеобразными проекциями на эти грани опорных точек (или их графических символов) трех компонентов базирования:

установочного компонента, три точки (1, 2 и 3) которого располагаются на одной грани пластины (а лучше на обеих гранях), одна из которых (точка 1) находится в углу, а две другие (точки 2 и 3) — на некотором расстоянии от нее вблизи ребер;

направляющего компонента, две точки (4 и 5) которого располагаются на одном ребре пластины: одна точка (4) — в углу ребра, вторая же (точка 5) — на расстоянии от нее (вблизи точки 2);

опорного компонента, одна точка (6) которого располагается на втором ребре пластины в его углу (вблизи точек 1 и 4).

После мысленного введения мнемонического ключа во внутрь (в контур) базируемого объекта отмеченные на нем точки 1÷6 разводятся (также мысленно) по указанным координатным направлениям до соприкосновения с предполагаемыми базами (их проекциями или продолжениями) объекта базирования и в этих точках прорисовываются соответствующие проекции введенных графических символов опорных точек в виде объемных стрелок.

В заключение хочется выразить некоторое недоумение относительно двух приведенных в списке литературы стандартов [3 и 4]. Первый из них — ГОСТ 21495—76 "Базирование и базы в машиностроении".

"Термины и определения" был издан в 1976 г. с установленным сроком действия до конца 1986 г. Однако за 5 лет до истечения этого срока ГОССТАНДАРТ издал и внедрил в инженерную практику другой стандарт — ГОСТ 3.11007—81 (СТ СЭВ 1803—79) "Опоры, зажимы и установочные устройства. Графические обозначения" с неограниченным сроком действия, который фактически досрочно денонсировал первый, использовав введенный им значок опорной точки (см. рис. 2, а) для обозначения зажимов в станочных приспособлениях. Мало того, в 1990 г. ГОССТАНДАРТ неограниченно продлевает жизнь этого им же давно дискредитированного стандарта, без всяких изменений, что уже вообще не поддается никаким разумным объяснениям.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Новоселов Ю. А. Системный анализ логики базирования // Вестник машиностроения. 2007. № 3. С. 62—67.
2. Новоселов Ю. А. Анализ системы базирования в машиностроении // СТИН. 2006. № 10. С. 39, 40.
3. ГОСТ 21495—76. Базирование и базы в машиностроении. Термины и определения. М.: Изд-во стандартов, 1976. 36 с.
4. ГОСТ 3.1107—81 (СТ СЭВ 1803—79). Опоры, зажимы и установочные устройства. Графические обозначения. М.: Изд-во стандартов, 1981. 11 с.
5. Колыбенко Е. Н. Системные знания теории базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2004. № 6. С. 58—62; № 8. С. 67—70.
6. Абрамов Ф. Н. Влияние погрешностей формы и взаимного расположения базовых поверхностей на точность базирования призматических заготовок с совмещением баз // Вестник машиностроения. 2007. № 3. С. 54—64.
7. Новоселов Ю. А. Образование поверхностей при обработке резанием // СТИН. 2008. № 1. С. 25—31.

В. П. БАХАРЕВ, канд. техн. наук (КФ ГОУ МГИУ, г. Кинешма)

# Разработка физико-математической модели диспергирования керамических и композиционных материалов при алмазной доводке свободным абразивом

Представлен алгоритм определения параметров физико-математической модели поверхностного абразивного диспергирования керамики ВК 100-1 при алмазной доводке свободным абразивом, основанный на анализе механизмов разрушения керамических материалов и на теории накопления механических повреждений в условиях стохастического воздействия абразивной среды. Использованы данные реального технологического процесса. Показана возможность использования энергетических функций повреждаемости при виртуальном проектировании технологических операций. В качестве обобщенного показателя эффективности взята скорость диспергирования.

An algorithm for determining of parameters of a physic-mathematical model of surface abrasive dispersion of ceramics BK 100-1 type at diamond lapping by a free abrasive has been presented. The algorithm is based on analysis of ceramic materials destruction mechanisms and on an accumulation theory of mechanical failures in the conditions of stochastic influence of abrasive medium. At that the data of real engineering process have been used. A workability of the energy functions of damaging at virtual design of the manufacturing operations has been shown. The dispersion rate as an efficiency overall index has been used.

При проектировании и эксплуатации технологических систем финишной обработки резанием основополагающей является механика разрушения керамических и композиционных материалов. Широко используемые методики, основанные на механике твердого тела и механике сплошной среды, в условиях композита с развитой сетью границ при разных свойствах компонентов не позволяют достоверно представить динамику возникновения трещин разрушения и создать оптимальную модель управления показателями качества. Энергетическая концепция Гриффитса—Орована, удовлетворительно описывающая хрупкое разрушение, не справляется с постановкой вопроса о разрушении гетерогенных материалов в присутствии значительных пластических деформаций. К таким технологическим процессам в первую очередь относятся различные виды финишной обработки свободным и связанным абразивом, при которых функцию режущего инструмента выполняет абразивная среда, обладающая физико-химической активностью в зоне обработки.

В этих условиях наиболее целесообразной концепцией моделирования является феноменологиче-

ская теория накопления повреждений. В работе [1] предпринята попытка обоснования алгоритма физико-математического моделирования технологических процессов резания на основе гипотезы кумулятивного накопления механических повреждений при взаимодействии обрабатываемой поверхности с абразивной средой и теории пластического деформирования.

## Анализ существующих гипотез и теорий формообразования поверхностей при абразивной доводке

В основе существующих теорий формообразования поверхностей при доводке лежат различные методологические подходы к закономерностям абразивного изнашивания твердых тел и использованию показателей и закономерностей процесса абразивного разрушения материалов. Наиболее полный анализ существующих подходов к формообразованию при абразивном и безабразивном изнашивании провел Л. С. Цеснек, предложивший условное разделение проблемы на две группы: первая — существующие решения с механическим (макрофизическими) подходом, вторая — с микрофизическими

ским подходом, предложенным им в работе [2].

Макрофизические представления об изнашивании твердых тел основываются, как правило, на гипотезе Ф. Пренстона о пропорциональности износа скорости  $v_0$  относительного движения и нормальному давлению  $p$ . Развитием механического подхода к расчету износа деталей машин является методика А. С. Проникова, базирующаяся на рассмотрении совместного износа пары поверхностей взаимодействующих тел, исходя из условия их полного касания в любой момент времени. Эпюра распределения износа конкретного сопряжения определяется аналитически по известным законам скоростей изнашивания материалов деталей или принимается известной, априори.

Кроме вышеперечисленных существуют методики расчетов формы обработанной поверхности детали и притира, базирующиеся на геометрических и кинематических факторах, устанавливающие законы распределения перекрытий — длины пути контакта точек детали по притиру, аналогично кинематическим расчетам С. М. Кузнецова; по "густоте" сетки траекторий в отдельных зонах притира (по Х. Лихтенбергу), а также базирующиеся на эпюрах кинематического срабатывания поверхностей, зависящих от длины пути, который проходят точки соприкасающихся поверхностей (по А. Н. Бардину). Данные методики расчета недостаточно полно отражают сущность физических явлений, происходящих в зоне обработки, особенно роль жидкой составляющей абразивной суспензии. Сложность зависимостей, обусловленная комплексом ряда факторов при изнашивании и их влиянием друг на друга, вынуждает исследователей идти по пути отыскания частных или упрощенных решений. Как было отмечено в работе [3], основным недостатком геометро-кинематических моделей является то, что они не предусматривают возможности изменения давления или его перераспределение ввиду изменения параметров шероховатости обрабатываемой поверх-

ности, состояния притира и свойств абразивной среды.

Микрофизический подход к вопросам формообразования, предложенный Л. С. Цеснеком для стабилизации и управления процессом абразивной доводки деталей, требует дальнейших исследований явлений, происходящих в зоне контакта абразивного зерна с материалами детали и притира. Для установления зависимости характера разрушения от комплекса факторов необходимо процесс доводки представить как процесс массового воздействия абразивных зерен, работающих в свободном, закрепленном и полузакрепленном состояниях. Возникающий при этом поток случайных силовых импульсов от подвижных зерен абразивной среды создает динамическое нагружение тел системы "деталь — абразивная среда — притир" и образует сложные поля напряжений в этих тела. Движение абразивного зерна с переменной скоростью изменяет скорость деформации и, следовательно, приводит к более неравномерному распределению деформаций в отдельных микрообъемах материала. Очевидно, что конечный результат такого взаимодействия — разрушение, будет определяться возникающими напряжениями и степенью деформации, изменением механических свойств поверхностных слоев взаимодействующих тел и физико-химическим состоянием абразивной среды — третьего тела.

Доводка свободным абразивом характеризуется множеством управляемых, неуправляемых и случайных факторов, механизм комплексного воздействия которых не поддается полному описанию. Сложность формообразования заключается в том, что изменение какого-либо одного внешнего фактора приводит к изменениям всего комплекса факторов, что обуславливает неправомочность распространения некоторых допущений при расчетах формообразования поверхностей при абразивной доводке [4].

Предлагаемый в работе [4] подход основан на анализе влияния внешних управляемых факторов при физическом моделировании процесса доводки в условиях, близких к реальному. При этом предлагается

определять интенсивность  $K_q$  изнашивания как функцию от давления  $p$ , скорости  $v_0$  относительного движения, касательного ускорения  $a^\tau$  и толщины  $h$  абразивной прослойки. Износ  $U$  определяется законом изменения скорости  $v_0$  по траектории движения:

$$U = \int_{t_0}^{t_q} K_q(p, v_0, a^\tau, h)v(t)dt. \quad (1)$$

Ввиду сложности определения функции  $K_q$  расчет можно упростить путем усреднения значений  $K_q$  и выведения их из-под знака интеграла или разложения ее на две составляющие — статическую и динамическую:

$$K_q = K_q^{\text{ст}}(t)K_q^{\text{дин}}(t). \quad (2)$$

И в том, и в другом случае не учитывается изменение свойств поверхностных слоев в результате многократного воздействия абразивной среды. При этом отмечается роль кумулятивного (усталостного) воздействия абразивной среды. Воздействие многочисленных абразивных частиц на поверхности детали и инструмента способствует появлению на них очагов микроразрушений, их развитию и участию в процессе. Высокодисперсные частицы разрушающего материала непрерывно отделяются, образуя отходы обработки (доводочный шлам) и изменяют характер взаимодействия контактирующих поверхностей.

Таким образом, при исследовании процесса разрушения поверхностных слоев при доводке незакрепленным абразивом основными вопросами являются:

определение наиболее вероятной схемы силового взаимодействия абразивных зерен с материалом заготовки и притира, т. е. напряженного состояния зоны деформаций;

исследование динамики изменения состояния материала заготовки и притира в зоне обработки и последующее определение характера микроразрушений;

установление закономерностей формообразования и математическое описание разрушений контактирующих поверхностей.

Как было отмечено в работе [3], взаимодействие среды с контактими

предметами поверхности может быть различным, так как абразивная среда, находящаяся в рабочем зазоре, может иметь несколько состояний:

абразивные зерна вдавлены (шаржированы) в поверхность притира — доводка осуществляется в результате многочисленных микрорезаний аналогично обработке мелкозернистыми брусками;

абразивные зерна свободно перемещаются между двух поверхностей — зерна в зависимости от их форм и размеров могут скользить, перекатываться, скользить с поворотом и т. д., осуществляя тот или иной вид разрушения;

часть абразивных зерен шаржирована в поверхности притира или детали, а часть находится в свободном состоянии.

Преобладание одного вида состояний накладывает ограничения на скорость диспергирования. Установлено, что синтетические алмазные зерна обладают низкой степенью шаржирования, что обусловлено их формой (пластиначатой и игольчатой). При движении образца с переменной скоростью и нестационарном воздействии абразивных зерен происходит накопление нарушений (микропластических деформаций) в поверхностных слоях в соответствии со степенью напряженного состояния поверхностных слоев.

Таким образом, при абразивной доводке хрупких материалов усталостное разрушение является определяющим. Отсутствие определенной закономерности абразивного износа, связанное с изменениями давления или скорости, очевидно, является характерным свойством доводки незакрепленным абразивом и обусловлено комплексом таких факторов, как суммирование повреждений в поверхностных слоях, структуризация абразивной среды по мере накопления шлама и изменение нагрузок. При этом тенденция к разрушению абразивной прослойки и стохастический характер воздействия на поверхности очевидны. Физико-математическая модель должна учитывать изменения среды, вызванные тепловым эффектом, концентрацией поверхностно-активных веществ (ПАВ) и др.

## Механизм разрушения материала при доводке

Процесс доводки аналогичен процессу трения: взаимодействие контактирующих поверхностей детали, абразива и притира; физико-механические и структурно-фазовые изменения в поверхностном слое детали, абразиве, притире; разрушение поверхностных слоев контактирующих элементов [3, 5]. Завершающая стадия изнашивания — разрушение поверхностных слоев, определяется двумя группами факторов. К первой группе относятся факторы, формирующие структуру и изменения поверхностных свойств — это плотность и распределение дислокаций, концентрация точечных дефектов, размер зерен, наличие пор и включений и т. д. Ко второй группе относятся факторы, определяющие напряженное состояние материала: нагрузка, действующая на отдельные зерна, характер распределения зерен по площади контакта, деформация отдельных микрообъемов контактирующих тел.

При трении в процессе участвуют тонкие поверхностные слои, свойства которых существенно отличаются от свойств материала внутри детали. Это обусловлено несимметричностью сил, действующих на частицы поверхностного слоя, и нескомпенсированностью химических связей этих частиц, что является причиной наличия избыточной поверхностной энергии в поверхностных слоях деталей. Избыточная энергия обуславливает высокую адсорбционную способность поверхностных слоев и зависимость их состояния от окружающей среды. С другой стороны, детали имеют дефекты, связанные с несовершенством их структуры, как в пределах кристаллической решетки монокристалла, так и в зернах поликристаллического тела. Все это затрудняет аналитическое описание процесса разрушения при доводке свободным абразивом. С позиции теории разрушения хрупких материалов в процессе обработки каждый элементарный акт образования и отделения частицы обрабатываемого материала отдельным абразивным зерном сохраняет особенности процесса разрушения, заключаю-

щиеся в усилении хрупкого разрушения твердых тел при увеличении неравномерности нагружения и наличии зон пластической деформации в областях распространения микротрецин.

При обработке неравномерность нагружения поверхностных слоев обрабатываемой детали возрастает как с ростом относительной скорости  $v_0$ , так и с ростом тангенциального ускорения  $\alpha^t$  относительного движения детали по притиру. При этом с увеличением параметра  $\alpha^t$  увеличивается и число очагов зарождения микротрецин (при доводке хрупких материалов), и число полос скольжения (при доводке пластичных материалов), а также возрастает неоднородность их распределения. Повышенная дефектность поверхностного слоя способствует ускоренному разрушению обрабатываемого материала [5], поэтому для повышения скорости съема материала следует создавать немонотонное нагружение. Для повышения производительности черновой доводки предлагается увеличить и скорости, и ускорения относительного движения частиц.

Особенность микрорезания заключается в том, что глубина резания, как правило, в 10 раз меньше толщины наклепанного (деформированного) слоя, образующегося в результате многократной деформации. Поэтому для более полного раскрытия физики процесса доводки незакрепленным абразивом важно знать, каким образом состояние поверхностного слоя после предыдущих воздействий абразивных зерен или предварительной обработки влияет на параметры процесса. Такие показатели, как структурное состояние измененного поверхностного слоя, наличие макро- и микротрецин, степень пластических деформаций, фазовые изменения в структуре материала и т. д., можно оценить, используя методику технологического наследования свойств материала поверхностного слоя при переходах от одной операции к другой [6]. Таким образом, устранение всякого рода нестационарностей при микрорезании способствует уменьшению дефектности поверхностного слоя и глубины дефектного слоя с неоднородностью напряженного состояния.

В работах [3, 4] было отмечено, что процесс абразивного разрушения металлов при доводке происходит главным образом в результате временного закрепления абразивного зерна вследствие микрорезания или пластического деформирования. При оценке качества разрушенного материала можно использовать коэффициент стружкообразования  $k_s = V_c/V$ , где  $V_c$  — объем материала, удаленный в стружку;  $V$  — объем царапины. Коэффициент  $k_s$  зависит от глубины  $h$  микрорезания, формы режущего острия и пластичности материала. Коэффициент  $k_s$  увеличивается с уменьшением радиуса  $r$  при вершине зерна, снижением пластичных свойств материала, а также при добавлении ПАВ.

Коэффициент стружкообразования зависит от скорости  $v_0$  относительного движения. В работе [3] было установлено, что чем выше скорость  $v_0$ , тем большая часть металла уходит в стружку, а тангенциальная составляющая силы резания уменьшается при  $v_0 = 0,2 \div 5$  м/с. При царапании пластичных материалов по краям царапины наблюдаются навалы. При царапании хрупких материалов наблюдается неровная поверхность царапания вследствие скальвания материала. В работе [7] отмечено, что при царапании таких хрупких материалов, как карбид кремния, при определенных условиях могут иметь место навалы, указывающие на пластичность материала при небольших нагрузках на индентор. При этом процесс квазихрупкого разрушения является термоактивируемым.

Результатом всех трех видов поверхностного разрушения (хрупкое, вязкое, усталостное) макрообъемов твердых тел является образование микротрецин разрушения. При этом различают два этапа разрушения: 1) накопление повреждений и зарождение микротрецин; 2) быстрое распространение магистральной трещины. Возможность реализации этих двух этапов оценивается по разным критериям. Как правило, при анализе квазихрупкого распространения трещин используют коэффициент  $K_{Ic}$  вязкости разрушения, характеризующий затраты энергии на распространение трещи-

ны при пластических деформациях в устье трещины, который определяют экспериментальным путем [8] или расчетом по результатам исследования процесса шлифования керамики [9]. При образовании хрупких микротрещин определяющим является нормальное напряжение  $\sigma_c$  текучести (условие пластичности Губера—Мизеса  $\sigma_c = 3\tau_c$ ), действующее перпендикулярно плоскости распространения трещины. Для реализации этого условия необходимо, чтобы энергия деформации, освобождающаяся при движении микротрещин, была достаточной для образования новых поверхностей. Наличие пластической деформации в устье магистральной трещины определяет величину разрушающего напряжения  $\tau_c$  (критерий Гриффита—Орована) [1].

Разница между идеально хрупким разрушением и разрушением, сопровождающимся пластической деформацией, заключается в размере пластически деформированной области у вершины микротрещины. Объем этой области зависит как от природы разрушающего материала, так и от условий нагружения. Поэтому большинство материалов разрушаются в результате возникновения и развития микротрещин, образующихся вследствие как упругой, так и пластической деформации в зоне их распространения. Развитие процессов разрушения определяется совокупностью напряженного состояния и условий нагружения, а также комплексом свойств обрабатываемого материала, притира и абразивной среды. Таким образом, на развитие процесса разрушения керамического материала в условиях доводки свободным абразивом решающее влияние оказывают условия накопления повреждений, образования и распространения микротрещин.

### **Развитие кинетической модели усталостной повреждаемости материала**

При доводке свободным абразивом в условиях комбинированного воздействия внешней среды важную роль играет усталостное разрушение. Поэтому физико-математиче-

ские модели усталостного разрушения могут быть полезны для расчета интенсивности разрушения при формообразовании в процессе проектирования технологических процессов. На сегодняшний день усталостные явления не изучены в такой степени, чтобы можно было провести строгий расчет на циклическую прочность. Отсутствие основополагающих законов заставляет исследователей идти по пути накопления экспериментальных данных, на основе которых не всегда можно выполнить достоверный расчет (как правило, с вероятностью расчета 50 %).

Из-за наслоения новых данных и введения поправочных коэффициентов расчетные формулы усложняются. Целесообразно усталостную повреждаемость на первом этапе описывать физически обоснованными кинетическими уравнениями усталостной повреждаемости. Второй этап должен основываться на теории механики образования трещин [1]. Изучение механики роста трещин без учета предварительной повреждаемости автор настоящей статьи считает неверным.

В конце 80-х годов прошлого столетия В. В. Федоров опубликовал работы по исследованию процессов повреждаемости, в которых на основании термодинамических и молекулярно-кинетических представлений о повреждении и разрушении твердых тел были получены кинетические уравнения повреждаемости для различных случаев термосилового нагружения. За критерий повреждаемости принималась скорость изменения плотности скрытой энергии деформации. По мнению В. В. Федорова изучение кинетики повреждаемости имеет первостепенное значение в общей проблеме прочности [10, 11]. Однако практическое использование уравнений В. В. Федорова чрезвычайно затруднено. Во-первых, критерий повреждаемости в виде скрытой энергии деформации не может быть обнаружен в силу отсутствия технических средств. Во-вторых, трудно согласовать коэффициент локального напряжения на межатомных связях с критерием локального разрушения в виде трещины критической длины. Сдерживающим фактором в исполь-

зовании подобных уравнений является и то обстоятельство, что они построены на физических константах, тогда как уравнения усталости, используемые в расчетах на выносливость, основываются на эмпирических параметрах.

Учитывая прикладной характер данных уравнений, авторы работ [12, 13] пришли к выводу: необходимо представить кинетическое уравнение в более удобном для практического применения виде, в котором учитываются параметры пластических деформаций за цикл нагружения и изменение локальной жесткости нагружаемого объема. Предлагаемая система уравнений включает в себя:

уравнение многоцикловой повреждаемости

$$n = \frac{N_0}{\varepsilon_p^m} \left[ \exp\left(\frac{u_0}{K_0^\Theta \sigma - \sigma_0^*}\right) - \exp\left(\frac{u}{K^\Theta \sigma - \sigma_0^*}\right) \right]; \quad (3)$$

уравнение усталости

$$N = \frac{N_0}{\varepsilon_p^m} \left[ \exp\left(\frac{u_0}{K_0^\Theta \sigma - \sigma_0^*}\right) - C_0^* \right], \quad (4)$$

где

$$C_0^* = \lim_{n \rightarrow N} \exp\left(\frac{u_0 - \Delta u}{K^\Theta \sigma - \sigma_0^* - \Delta \sigma^*}\right) \approx \text{const.} \quad (5)$$

Здесь  $N_i$  — текущее число циклов нагружения при амплитуде напряжения  $\sigma$ ;  $N$  — число циклов нагружения, приводящее к разрушению при амплитуде напряжения  $\sigma$ ;  $N_0$  — параметр, зависящий от физико-механических свойств материала;  $\varepsilon_p^m$  — размах пластической деформации за цикл нагружения;  $m$  — показатель, значение которого определяется по диаграмме пластичности [1];  $u_0$  — параметр, входящий в уравнение усталости и соответствующий энергетическому ресурсу или критическому значению скрытой энергии, требующийся для локального разрушения материала;  $u = u_0 - \Delta u$  — текущее значение энергетического ресурса;  $\Delta u = \Delta u(N_i, \sigma)$  — степень использования энергетического ресурса, зависящая от накопления микропла-

стических сдвиговых деформаций в зернах материала;  $K_0^\Theta$ ,  $K^\Theta(N_i, \sigma)$  — соответственно начальное и текущее значения коэффициента локального напряжения, отражающие неравномерность распределения напряжений по отдельным зернам материала;

ла;  $\Theta = \left( \frac{1}{E} \frac{d\sigma}{d\varepsilon} \right)^q$  — параметр, характеризующий жесткость напряженного состояния [1] в зависимости от величины номинального напряжения  $\sigma$  (первого рода);  $\varepsilon$  — полный размах деформации за цикл;  $q$  — показатель степени, определяемый характером кривой усталости;  $\sigma^*(N_i, \sigma) = \sigma_0^* + \Delta\sigma^*$  — функция изменения разрушающего напряжения;  $\sigma_0^*$  — нормальное напряжение, близкое по значению к напряжению текучести  $\sigma_{0,005}$  [1];  $\Delta\sigma^*(N, \sigma)$  — функция, отражающая изменение локального напряжения второго рода.

Предлагаемая модель усталостного разрушения учитывает процессы повреждаемости на различных локальных уровнях соответственно физическим процессам, протекающим в конкретном локальном объеме. Механические характеристики материала в этих объемах существенно отличаются от характеристик, полученных при испытаниях лабораторных образцов. Модель предполагает учет комплексного изменения локальных напряжений первого и второго рода. В уравнениях (3)–(5) используются деформационные критерии, учитывается изменение жесткости локального объема и, как следствие, изменение коэффициента локального напряжения. Функция роста локального напряжения представляется зависящей от двух процессов: процесса накопления дислокаций (скрытой энергии) и процесса разрыхления материала, обусловленного ростом микропор и микротрешин.

Уравнения (3) и (4) предусматривают учет аддитивного взаимодействия локальных напряжений и деформаций всех уровней. Однако в силу невозможности фиксирования напряжений и деформаций третьего рода задача сводится к вскрытию обобщенных функций повреждаемости, относящихся к локальным

процессам второго рода. Исходя из такой постановки задачи за критерий локального разрушения принимается критерий образования трещины, соизмеримой со средним размером зерна керамического материала, а за физический критерий повреждаемости — плотность микропластических деформаций и микропор в этом объеме.

Условие (5) соответствует гипотезе, что к моменту локального разрушения (второго рода) все функции повреждаемости в совокупности достигают некоторого определенного критического значения. Данная гипотеза косвенно подтверждается результатами фрактографических исследований, согласно которым для всех образцов, испытанных в области многоцикловой усталости в изломе, наблюдается малый очаг со следами скальвания и примерно одинаковой шероховатостью. Схожесть фрактографических рельефов в области очага зарождения трещины указывает на схожесть критических напряженных состояний в момент предразрушения. Можно полагать, что трещина, зарождающаяся в пределах границ зерна, является результатом хрупкого разрушения в условиях, близких к условиям плоской деформации [1]. С точки зрения математики условие (5) не исключает некоторых изменений в характере функции повреждаемости, поэтому окончательный вопрос о приемлемости решается по результатам экспериментальных исследований с программируемым нагружением. В этом случае достаточно исследовать общий характер изменения функций  $u(N_i, \sigma)$ ,  $\Delta\sigma^*(N_i, \sigma)$ ,  $K_0^\Theta(N_i, \sigma)$  при стационарном и циклическом нагружениях [13].

Вместе с тем использование физических критерии должно быть сдержаненным, так как структура реальных материалов существенно отличается от структуры идеальных монокристаллов. С позиции энергетических концепций разрушения удельная энергия, необходимая для нарушения сплошности материала, не зависит от способа подвода энергии, т. е. предполагается, что разрушение межатомных связей происходит в момент критического искаżenia кристаллических решеток и

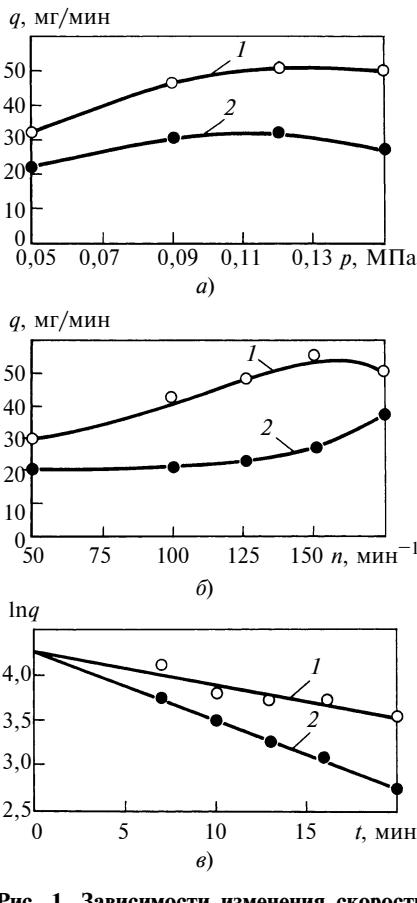
соответствует критическим значениям разрушающего напряжения и плотности дислокаций. Однако результаты фрактографических исследований изломов образцов привели к выводу, что при некоторых условиях деформирования механизм усталостной повреждаемости может меняться, что свидетельствует о некоторой энергетической неопределенности момента образования макротрещины. Это указывает на недостаточную корректность энергетических гипотез разрушения [1]. Но такой подход позволяет создать физико-математическую модель реального технологического процесса обработки.

### Физико-математическая модель диспергирования при доводке мелкозернистым абразивом

Создание управляемого процесса основывается на физико-математическом описании сложных процессов абразивного диспергирования при обработке свободным абразивом. Точность формообразования и стабильность качества трудно осуществимы без физико-математической модели, адекватной реальным процессам диспергирования.

Исследования процесса абразивной доводки [5] показали, что влияние технологических факторов на съем  $Q$  за единицу времени различны, а значимость отдельных факторов зависит от условий обработки. Многочисленность условий и факторов, имеющих место при абразивной доводке, не позволяют разделить их на главные и второстепенные. Поэтому для составления модели, соответствующей технологическим условиям, необходима стабилизация всех факторов. Доводка является низкотемпературным процессом [8], поэтому в первом приближении пренебрегаем температурным фактором.

Решение поставленной задачи базируется на положениях энергетической концепции накопления повреждений материала и на кинетическом уравнении по теории дислокаций А. Я. Красовского. Уравнения (3), (4) позволяют при наличии двух конкурирующих процессов (упрочнение и разупрочнение), сопровождающих разрушение, учитывая ло-



**Рис. 1.** Зависимости изменения скорости  $q$  съема от параметров режима доводки:  
 а — давления  $p$  в зоне обработки; б — частоты  $n$  вращения шпинделья; в — времени  $t$  доводки; 1 — комбинированная СОТС; 2 — керосин

кальный характер повреждаемости, проводить расчеты разрушения и суммирование повреждений в условиях циклических нагрузок [13]. При этом процесс концентрации дислокаций и накопления скрытой энергии деформации отображается условной функцией  $\beta(\Delta U_c)$ , а процесс накопления пор и микротрещин — функцией  $K(\sigma) = K_0^\Theta(\sigma)$  концентрации напряжений второго рода в локальном объеме, соответствующем, как правило, размеру зерна. Кроме того, предполагается, что к моменту локального разрушения функции повреждаемости  $\beta(\Delta U_c)$  и  $K(\sigma)$  в совокупности достигают некоторого определенного критического значения  $C^* = \text{const}$ , обусловленного физико-механическим состоянием материала.

Структурный уровень анализа процесса при резании, являющийся промежуточным между микроскопическим и макроскопическим (ме-

зоскопический), позволяет уйти от излишней детализации атомных, дислокационных и других структурных особенностей кристаллического строения материала и помогает сформулировать критерии разрушения в терминах механики разрушения. С учетом сказанного выше, а также приняв допущения, что рассматриваемый участок контактной зоны поверхности при абразивной обработке мал по сравнению с обрабатываемой поверхностью, но в то же время содержит такое число мелкозернистых частиц абразива, что дискретность диспергирования сглаживается, уравнение процесса диспергирования можно представить в виде:

$$q_x(t) = q_0(z) \exp[-(\alpha t - C^*)], \quad (6)$$

где  $q_x(t) = dx/dt$  — скорость съема материала в момент времени  $t$ ;  $q_0(z)$  — начальная скорость съема материала, обусловленная зернистостью пасты и другими факторами;  $C^*$  — предельное значение функции повреждаемости в момент разрушения, обусловленное предельной плотностью дислокаций и микротрещин;  $\alpha$  — обобщенная функция скорости накопления микропластических повреждений, обусловленная кинетикой воздействия абразивной среды,  $\text{с}^{-1}$ :

$$\alpha = \frac{\beta(\Delta U_c)}{K(\sigma)p - \sigma_c^*} \quad (7)$$

(здесь  $\beta(\Delta U_c)$  — функция скорости накопления скрытой энергии деформации,  $\text{МПа/с}$ ;  $K(\sigma)$  — обобщенная функция коэффициента локального напряжения;  $p$  — давление в зоне обработки;  $\sigma_c^*$  — разрушающее напряжение).

Характер поведения обобщенных функций  $\beta(\Delta U_c)$ ,  $K(\sigma)$ ,  $C^* = \text{const}$  предлагается определять на основании экспериментальных исследований реального технологического процесса. Исследования доводки технической керамики ВК 100-1 [5] позволили получить частные экспериментальные зависимости влияния технологических факторов на эффективность диспергирования с использованием определенной технологической среды (СОТС) (рис. 1). Исследования проводили в произ-

водственных условиях на типовом оборудовании (станок ЗШП-350М) оптической промышленности. В качестве абразивной среды использовали алмазную пасту ACM 5/3 ПОМ (ТУ 2-037-193-77) и различные составы жидкой фазы (комбинированная СОТС, керосин) [5]. Транспонируя зависимости, полученные экспериментально, методом последовательных приближений на одну из обобщенных функций повреждаемости:  $q_x(v_0)$  на  $\beta(\Delta U_c)$ ,  $q_x(p)$  на  $K(\sigma)$ ,  $\ln q_m(t)$  на  $C^*$ , и используя зависимость (7), можно найти экспериментальные функции повреждаемости, следуя приведенному ниже алгоритму:

1. Определяем предельное значение функции повреждаемости ( $C^*$ ) из предельного перехода зависимости  $\ln q(t)$  (рис. 1, в) при условии разрушения локального объема без приложения внешней нагрузки ( $p = 0$ ), приняв функцию  $\beta_0$  равной энтальпии единицы объема обрабатываемого материала, что согласуется с энергетической гипотезой разрушения. Значение  $\ln q_0(z)$  определяем по зависимости, приведенной на рис. 1, в,  $\sigma_c$  определяются статическими испытаниями на разрушение:

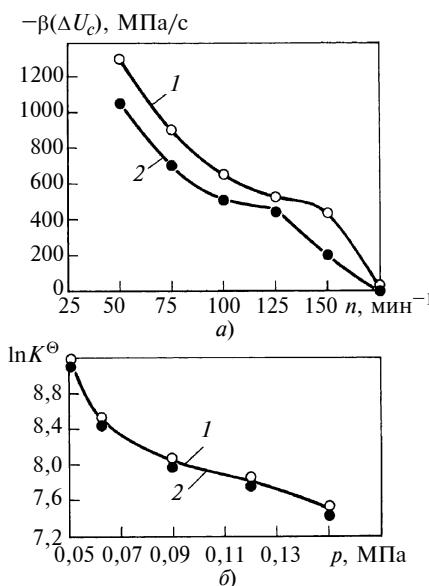
$$\ln q_0(z) = -\frac{\beta_0}{\sigma_c} - C^*. \quad \text{Для корундовой}$$

керамики ВК 100-1  $\ln q_0(z) = 4,25$ ,  $\beta_0 = 83,172 \text{ МПа}$ , предел прочности на изгиб при осесимметричном нагружении в присутствии СОТС  $\sigma_c = 165 \text{ МПа}$  [8].

2. Определяем  $K_0(\sigma)$  по уравнению (7) при  $q_m = 48 \text{ мг/мин}$ , соответствующем среднему значению давления ( $p_{cp} = 0,1 \text{ МПа}$ , см. рис. 1, б).

3. Определяем значение  $\beta$  с использованием зависимостей, представленных на рис. 1, а, подставляя в уравнение (7) значения  $C^*$  и  $K_0(\sigma)$ .

Повторив расчеты по п. 2 и 3 с учетом значений  $q_m$  по зависимостям, представленным на рис. 1, а и б, получим массив значений обобщенных функций повреждаемости  $\beta(v_0)$  и  $K(p)$ , которые соответствуют условиям реального технологического процесса и реально отражают физико-механические аспекты диспергирования материала на операции доводки свободным абразивом.



**Рис. 2. Функции повреждаемости  $\beta(\Delta U_c)$  от частоты  $n$  вращения шпинделя (а) и  $\ln K^\theta$  от давления  $p$  в зоне обработки (б):**  
1 — комбинированная СОТС; 2 — керосин

Полученные функции повреждаемости приведены на рис. 2. Они могут быть использованы при проектировании операций доводки в

конкретных технологических условиях. При смене технологического маршрута предварительной обработки изменится значение предельной функции повреждаемости  $C^* = \text{const}$ , что потребует проведения незначительной серии экспериментов. Информационные технологии способствуют проведению подобных расчетов в условиях цехового технологического бюро предприятия.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю. Разработка новой теории резания. Современная теория разрушения при пластической деформации // Вестник машиностроения. 2008. № 3. С. 54–61.
2. Цеснек Л. С. Механика и микроФизика истирания поверхностей. Л.: Машиностроение, 1979. 264 с.
3. Доводка прецизионных деталей машин / П. Н. Орлов, А. А. Савелова, В. А. Полухин и др. Под ред. Г. М. Ипполитова. М.: Машиностроение, 1978. 266 с.
4. Орлов П. Н. Технологическое обеспечение качества деталей методами доводки. М.: Машиностроение, 1988. 384 с.
5. Исследование процессов финишной алмазной обработки корундовых керосин
6. Направленное формирование свойств изделий машиностроения / А. С. Васильев, А. М. Дальский, А. И. Кондаков и др. Под ред. А. И. Кондакова. М.: Машиностроение, 2005. 352 с.
7. Алексин В. П. Физика прочности и пластичности поверхностных слоев материалов. М.: Наука, 1983. 280 с.
8. Черепанов Г. П. Механика хрупкого разрушения. М.: Наука, 1974. 640 с.
9. Бахарев В. П., Куликов М. Ю., Верещака А. С. Регулирование микродвадочных процессов финишной обработки минералокерамики путем применения эффективных СОТС // Вестник машиностроения. 2007. № 9. С. 35–39.
10. Федоров В. В. Термодинамические аспекты прочности и разрушения твердых тел. Ташкент: ФАН, 1979. 115 с.
11. Федоров В. В. Кинетика повреждаемости и разрушения твердых тел. Ташкент: ФАН, 1985. 98 с.
12. Балыбердин В. С., Бахарев В. П., Широкая О. А. Развитие кинетического подхода к суммированию усталостных повреждений // Изв. вузов. Машиностроение. 1994. № 7–9. С. 19–28.

### Серия статей

### "Проблемы теории и практики резания материалов"

УДК 621.941.1

О. Н. ЧЕРМЕНСКИЙ, д-р техн. наук (Москва),  
Е. Д. БОРИСОВ (ОАО "Московский подшипник")

### Анализ процесса резания на основании теории пластичности

На основании теории пластичности рассмотрен процесс резания идеального жесткопластического материала и показаны участки, где с теоретической точки зрения должен происходить интенсивный закаленный материал и могут образоваться трещины. Объяснено влияние контактного трения на процесс трещин. Получены формулы для оценивания усилия на резце.

A cutting process of ideal rigid-plastic material is considered on the basis of the plasticity theory. The areas have been shown, where, in theory, an intense material's cold-hardening and cracking may occur. An influence of contact friction on the cracking process is explained. The formulae for estimation of effort on the cutting tool have been obtained.

Теоретическая модель процесса резания для идеального изотропного жесткопластического материала была рассмотрена авторами в качестве варианта в работе [1]. Она представляет собой поле линий скольжения и го-

дограф скоростей для плоской задачи. Было показано, что эта модель дает возможность технологам рассчитать усилие резания. Результаты приведенного примера были сопоставлены со значением усилия резания стали, полученным по известным из литературных источников эмпирическим формулам. Это поле линий скольжения, а также ряд других решений, приводились и ранее, в том числе в работах [2, 3], но они не анализировались с позиций усилия резания. Ниже будет показано, что в качестве точного указанное решение имеет ограниченное применение, а при определенных условиях дает нижнюю оценку. В работе не рассматриваются процессы образования нароста и его влияние на усилие резания, а также влияние затупления режущего инструмента, поскольку эти явления уже анализировались в литературных источниках (например, в работе [2]).

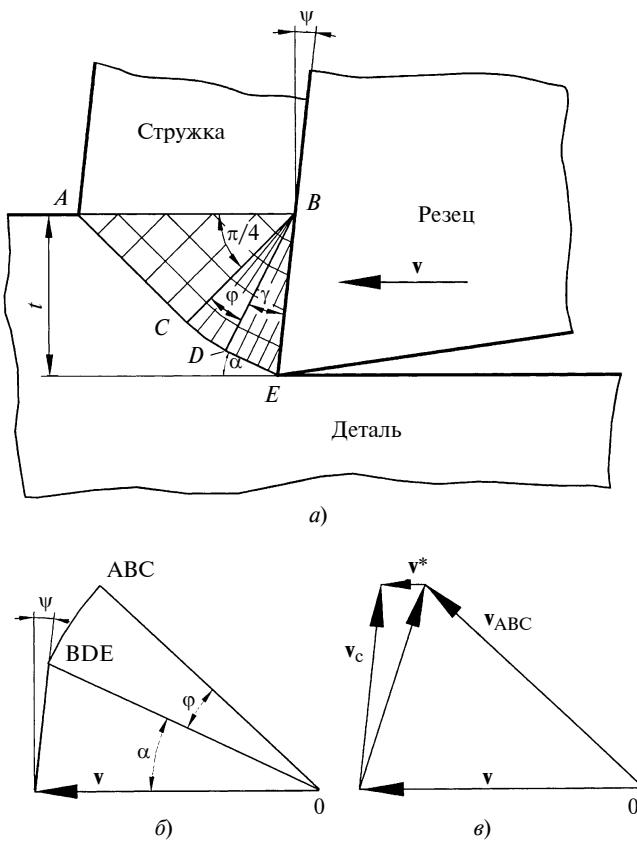


Рис. 1. Поле линий скольжения (а), годограф скоростей (б), векторы скорости обрабатываемого материала ниже и выше линии  $AB$  (в)

Процесс резания рассматривался и с теоретических, и с экспериментальных позиций в многочисленных работах, например в работах [2–4]. Однако до сих пор отсутствуют полные решения, достаточно обоснованные с современных теоретических позиций. Данная работа также не претендует на завершенность. Напомним основные положения предыдущей работы. Ширина снимаемой стружки обычно многократно превышает ее толщину, поэтому процесс деформирования близок к плоскому. Для плоской задачи решение представлено на рис. 1 (напомним, что плоская задача характерна тем, что во всех сечениях деформируемого тела, параллельных чертежу, напряжения и скорости идентичны). Решение содержит поле линий скольжения (рис. 1, а) и годограф скоростей (рис. 1, б). Поле линий скольжения представляет собой пластическую область  $ABEDC$ . Оно состоит из трех участков. Внутри участка  $BDE$  располагаются линии скольжения, параллельные  $BD$  и  $DE$ . Угол  $\gamma$  зависит от коэффициента пластического трения  $\mu = \tau_k/2k$ , где  $\tau_k$  — касательное контактное напряжение на поверхности резца,  $k$  — пластическая постоянная. Вдоль всех линий скольжения в пластической области касательное напряжение максимально и равно пластической постоянной  $\tau_{\max} = k$ . Так как  $\tau_k$  в зависимости от условий трения на контактной поверхности может быть в пределах  $0 \div k$ , то значение  $\mu$  может находиться в пределах  $0 \div 0,5$ . Значение  $\gamma = 0,5 \arccos 2\mu$ .

Участок  $DBC$  носит название центрированного веера. Он также содержит два взаимоортогональных семейства линий скольжения: расположенных радиально и в виде дуг окружностей с центром в точке  $B$ . Если передний угол резца обозначить  $\psi$ , то угол центрированного веера  $\varphi = \pi/4 - \psi - \gamma$ .

Участок  $ABC$  содержит линии скольжения, параллельные  $AC$  и  $CB$ . Они образуют с отрезком  $AB$  углы, равные  $\pi/4$ . Вдоль линии  $AB$  касательные напряжения отсутствуют. Нормальные к ней напряжения по обе ее стороны  $\sigma_1 = 0$ . Снизу от линии  $AB$  параллельные ей напряжения  $\sigma_2 = -2k$ . Таким образом, ниже линии  $AB$  условие текучести Треска—Сен-Венана обеспечивается:  $\sigma_1 - \sigma_2 = \sigma_s = 2k$ , где  $\sigma_s$  — напряжение текучести. Выше линии  $AB$  значение  $\sigma_2$  по абсолютной величине может быть на сколько угодно меньше, чем снизу (например,  $\sigma_2 = 0$ ), и поэтому условие текучести не обеспечивается, т. е. материал находится в жестком состоянии. Среднее нормальное напряжение (нормальное к линиям скольжения) на участке  $ABC$  всюду одинаково  $\sigma = (\sigma_1 + \sigma_2)/2 = (0 - 2k)/2 = -k$ .

Поворот линий скольжения от  $BC$  к  $BD$  на угол  $\varphi$  приводит к изменению среднего нормального напряжения на  $2k\varphi$ :

$$\sigma_{BD} = \sigma_{BC} - 2k\varphi = -k - 2k\varphi = -2k(0,5 + \varphi).$$

Из условия равновесия области  $BDE$  на линии  $BE$  контактное нормальное напряжение  $\sigma_n = -2k(0,5 + \varphi + 0,5\sin 2\gamma)$ , касательное контактное напряжение  $\tau_k = 2k\mu$ .

На рис. 1, б показан годограф скорости, представляющий собой траекторию конца вектора скорости движения обрабатываемого материала при перемещении этого вектора по линиям скольжения. На годографе 0 — нулевая скорость неподвижной детали,  $v$  — скорость резца. Из годографа следует, что область  $BDE$  линий скольжения перемещается как одно целое. Такая же по абсолютной величине, но изменяющаяся по направлению скорость на дуге  $CD$ . Скорость области  $ABC$  по абсолютной величине такая же, как области  $BDE$ , но с направлением, измененным на угол  $\varphi$  центрированного веера.

На рис. 1, в показаны векторы скорости металла непосредственно ниже и выше линии  $AB$ . Скорость области  $ABC$  может быть представлена суммой вектора  $v$  скорости резца и вектора, замыкающего треугольник векторов, т. е. скорости области  $ABC$  относительно скорости инструмента. Проекцией этого последнего вектора на резец (линию  $BE$ ) является скорость стружки  $v_c$  относительно скорости инструмента  $v$ . Таким образом, чтобы стружка перемещалась со скоростью  $v_c$  необходимо перемещение материала после пересечения им линии  $AB$  в направлении движения инструмента со скоростью  $v^*$ . Однако вдоль линии  $AB$  в приведенном решении касательные напряжения отсутствуют, поэтому сдвиг вдоль нее невозможен. Следовательно, такое поле линий скольжения может существовать только при условии  $v^* = 0$ . Очевидно, что это возможно, если  $\varphi = 0$ . Так как  $\varphi = \pi/4 - \psi - \gamma$ , то при  $\varphi = 0$  должно быть  $\gamma = \pi/4 - \psi$ , например, если  $\psi = \pi/12(15^\circ)$ , то угол

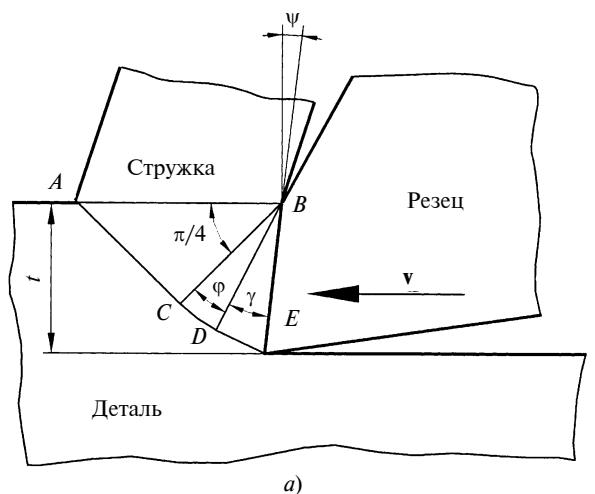
$\gamma$  должен быть не менее  $\pi/6$  ( $30^\circ$ ), т. е. коэффициент  $\mu$  пластического трения должен быть не более 0,25 ( $2\mu = \cos 2\gamma = \cos 60^\circ = 0,5$ ). Такой коэффициент возможен, если поверхность инструмента сохраняется полированной в процессе резания. Это может иметь место, если прочностные свойства разрезаемого материала намного ниже, чем резца. Таким материалом может быть, например, пластмасса. Итак, если условие  $\varphi = 0$  не обеспечивается, то кинематические условия  $v^* = 0$  не удовлетворяются. Поэтому при расчете усилия резания мы получим нижнюю оценку [5].

Ограничение по условию  $\varphi = 0$  может быть снято, если у резца непосредственно выше точки  $B$  расположен скос, какой обычно бывает перед выступом стружколома. Такой скос обеспечивает, как показано на рис. 2, свободный выход стружки.

Однако в общем случае начало скоса с точкой  $B$  не совпадает. Поэтому целесообразно рассмотреть ситуацию, когда скос начинается где-то выше точки  $B$ . При резании стали более вероятны случаи, когда по большей части коэффициенты трения  $\mu > 0,25$  и, значит,  $\varphi > 0$ ,  $v^* > 0$ . В этом случае материал, переходя через линию  $AB$ , должен сдвигаться влево. Для этого необходимо существование вдоль  $AB$  касательных напряжений. Если в материале при переходе через  $ACDE$ , а также через центрированный веер при пластическом деформировании образовались микротрещины, то для сдвига вдоль  $AB$  будут необходимы касательные напряжения  $\tau_{AB} < k$ . Для этого случая решение представлено на рис. 3. С точки зрения теории пластичности оно для идеального жесткопластического неупрочняющегося материала является, по-видимому, статически неопределенным. Это вытекает из следующего. При максимально допустимом касательном напряжении вдоль линии  $AB$ , т. е. при  $\tau_{AB} = k$  продлить поле линий скольжения в жесткую область не представляется возможным. С позиций определения усилия резания оно, следовательно, является верхнеоценочным. Выше  $AB$  материал находится в жестком состоянии. Значение  $\tau_{AB}$  зависит от угла  $\beta$ .

Напряженное состояние непосредственно у линии  $AB$  (выше и ниже нее) (см. рис. 3) показано на кругах Мора (рис. 4). Ниже  $AB$  среднее нормальное напряжение  $\sigma = -k$ , главные нормальные напряжения  $\sigma_1 = 0$ ,  $\sigma_2 = -2k$ , радиус круга равен  $k$ , касательное напряжение вдоль  $AB$  равно  $\tau$ . Выше  $AB$  нормальное напряжение  $\sigma_1$  также равно нулю, а касательное напряжение вдоль  $AB$  такое же, как и ниже  $AB$ , т. е. равно  $\tau$ . Среднее нормальное напряжение  $\sigma^*$  по абсолютной величине меньше среднего нормального напряжения  $\sigma$ , поэтому материал находится в жестком состоянии.

Приведенные теоретические модели предполагают деформируемый материал идеальным жесткопластическим неупрочняемым. Рассмотрим процесс деформирования реального упрочняющегося материала, предполагая, что границы пластической области останутся приблизительно такими же, как у теоретической модели. Левее линии  $ACDE$  (см. рис. 1, 2, 3) материал не подвижен, а на ней он имеет одинаковую по абсолютной величине скорость, равную  $v/\cos(\gamma + \psi)$ . При пере-



a)

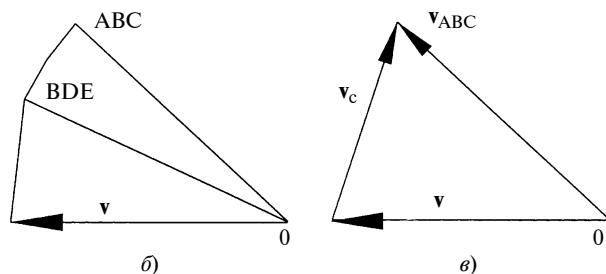
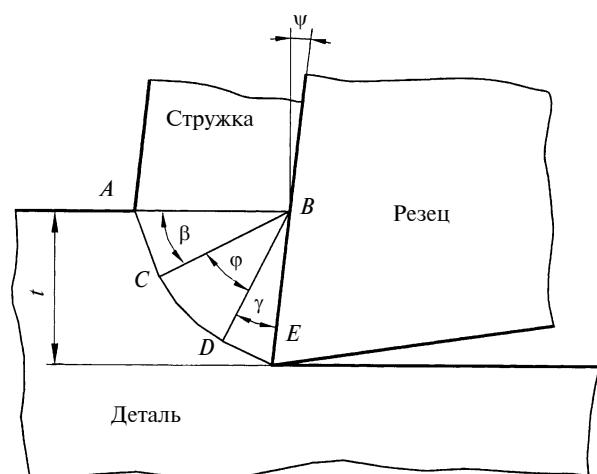


Рис. 2. Поле линий скольжения (a), годограф скоростей (б) и расположение вектора скорости стружки (в), если профиль резца имеет перегиб в точке B



a)

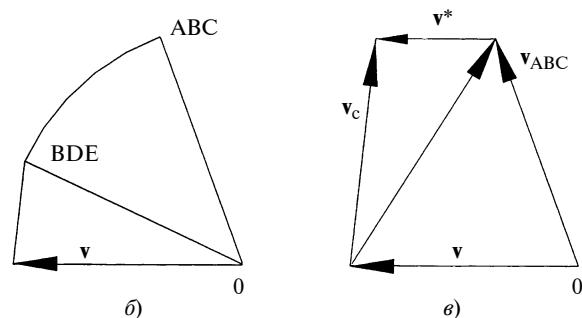


Рис. 3. Поле линий скольжения (a), годограф скоростей (б) и расположение векторов скоростей выше и ниже AB (в)

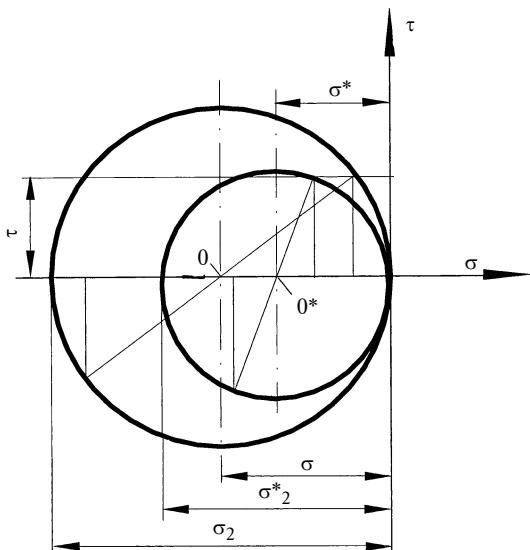


Рис. 4. Круг Мора для пластической области, показанной на рис. 3

ходе материала через эту линию он деформируется. Степень деформации при сдвиге на какой-то полосе может быть представлена как отношение величины сдвига к ширине полосы. Так как линия  $ACDE$  имеет ширину, равную нулю, то при переходе через нее степень деформации идеального жесткопластического материала должна быть бесконечной. Благодаря способности к упрочнению реального материала (в нашем случае стали) линия  $ACDE$  при резании должна иметь некоторую ширину. При пересечении ее материал упрочняется, а на участках с какими-либо неоднородностями (неметаллические включения, карбиды), которые в стали всегда имеют место, могут появиться трещины, которые, однако, не раскрываются, поскольку находятся в зоне всестороннего сжатия.

После перехода через линию  $AB$  происходит сдвиг материала в направлении перемещения резца (в соответствии с вектором  $v^*$ ). Это приводит, во-первых, к выходу материала из зоны всестороннего сжатия и, во-вторых, к раскрытию появившихся ранее и образованию новых трещин.

Отметим некоторые особенности приведенного решения. Если рассматривать резание при неподвижном резце и перемещающемся навстречу ему материале, то поле линий скольжения будет таким же, как и на рис. 1, a. Годограф скоростей (рис. 5, a) будет отличаться положением нуля, обозначающего неподвижную область. Скорость области  $ABC$  и скорость стружки  $v_c$  относительно резца в обоих случаях будут одинаковы. При неподвижном резце поток материала, проходящего через линию  $ACDE$ , для единицы ширины равен  $v h$ . При перемещающемся резце поток вытесняемого резцом материала для единицы ширины равен  $v \cdot BE \cdot \cos\psi$ . В обоих случаях эти потоки равны одному и тому же потоку через  $AB$ . Из равенства потоков следует, что  $BE \cdot \cos\psi = h$ , т. е. точка  $B$  должна лежать на линии, параллельной вектору  $v$  и проходящей через точку  $A$ . Поэтому решения, где это условие не соблюдается, являются теоретически необоснованными.

Усилия резания равны: нормальное  $P_n = BE \cdot \sigma_n b$ ; тангенциальное  $P_t = BE \cdot \tau_k b$ , где  $b$  — толщина стружки (в направлении, перпендикулярном плоскости рисунков). В направлении скорости  $v$  резания усилие резания  $P = P_n \cos\psi + P_t \sin\psi = BE \cdot b(\sigma_n \cos\psi + \tau_k \sin\psi) = BE \cdot \cos\psi b(\sigma_n + \tau_k \operatorname{tg}\psi) = tb(\sigma_n + \tau_k \operatorname{tg}\psi)$ . Но  $\sigma_n = -2k(0,5 + \varphi + 0,5 \sin 2\gamma)$ ,  $\tau_k = 2k\mu$ . В выражении для  $\sigma_n$  знак минус означает, что напряжение — сжимающее. Следовательно, оно оказывает сопротивление перемещению резца. Поэтому в формулу усилия резания выражение для  $\sigma_n$  необходимо подставить с положительным знаком.

Для рис. 1, 2  $\varphi = \pi/4 - \gamma - \psi$ . Таким образом,

$$P = 2ktb[(0,5 + \pi/4 - \gamma - \psi + 0,5 \sin 2\gamma) + \mu \operatorname{tg}\psi]. \quad (1)$$

Для рис. 3  $\varphi = \pi/2 - \beta - \gamma - \psi$ . Для сдвига материала выше линии  $AB$  требуется усилие  $P_c = tb\tau$ . Следовательно,

$$P = 2ktb[(0,5 + \pi/2 - \beta - \gamma - \psi + 0,5 \sin 2\gamma) + \mu \operatorname{tg}\psi] + tb\tau. \quad (2)$$

Поскольку значение  $\beta$  нам неизвестно, для верхней оценки усилия на резце можно принять  $\beta = 0$ . Тогда  $\tau = k$  и

$$P = 2ktb[(0,5 + \pi/2 - \gamma - \psi + 0,5 \sin 2\gamma) + \mu \operatorname{tg}\psi + 0,5]. \quad (3)$$

Коэффициент трения нам заранее также неизвестен. Поэтому для верхней оценки усилия естественно принять  $\mu = 0,5$  и, значит,  $\gamma = 0$ . Обычно угол  $\psi$  мал. Таким образом, для нижней оценки усилия на резце и в качестве точной оценки для решения по рис. 2 следует использовать формулу (1), а для верхней оценки — формулу (3).

Из формул (1), (2) следует, что чем больше угол  $\psi$ , тем меньше усилие на резце. Можно также показать, что с уменьшением трения усилие на резце также уменьшается.

При резании реального упрочняющегося материала, в нашем случае стали, его течение через линию  $ACDE$  (см. рис. 3) и центрированный веер  $BCD$  сопровождается упрочнением и образованием микро- и макротрещин (в зависимости от пластических свойств и насыщенности концентраторами деформаций). При переходе через  $AB$  эти трещины развиваются и пластический сдвиг материала осуществляется на длине, несколько меньшей, чем  $AB$ .

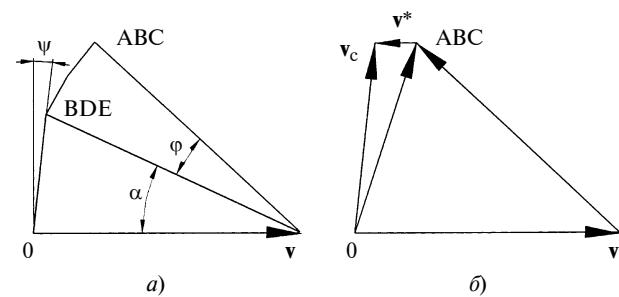


Рис. 5. Годограф скоростей (a) и расположение векторов скоростей выше и ниже AB (б)

Поэтому, требующееся для сдвига усилие  $P_c$ , приходящееся на единицу ширины стружки, меньше, чем  $k \cdot AB$ . Если резанию подвергается предварительно наклепанный материал, то при переходе через линию  $ACDE$  появится больше микро- и макротрешин и, соответственно, меньше будет усилие сдвига при переходе через  $AB$ . Если материал подвергался большим деформациям, то усилие сдвига может оказаться пренебрежимо малым.

Приведенное объяснение позволяет лучше понять следующее обстоятельство. В подшипниковой промышленности используются холоднокатаные трубы из стали ШХ15. В отечественной подшипниковой промышленности до наших дней действовал стандарт, предписывающий применять холоднокатаные трубы со снятым наклепом. Однако по отдельному соглашению разрешалось применять трубы и без снятия наклепа. Такие наклепанные трубы потреблял лишь бывший ГПЗ-4, специалисты которого отличались высоким уровнем знаний. Разработчики упомянутого стандарта полагали, что чем ниже твердость труб, тем меньше должно быть усилие на резце. Даже работы, опровергавшие это мнение, не смогли повлиять на разработчиков стандарта и работников заводов, с которыми он согласовывался. Заметим, что еще во время Великой Отечественной войны в 1941–1944 гг. из США нам были поставлены подшипниковые трубы с неснятым наклепом. Их обрабатываемость оказалась более хорошей, чем отечественных труб со снятым наклепом (в понятие "обрабатываемость" входит и усилие резания).

Рассмотрим влияние силы трения на резце на процесс образования стружки. Углы  $\gamma$  и  $\varphi$  зависят от трения: чем больше коэффициент  $\mu$  пластического трения, тем меньше  $\gamma$  и больше  $\varphi$ . В свою очередь, чем больше  $\varphi$ , тем больше скорость  $v^*$ . Очевидно, что чем больше  $v^*$ , тем интенсивнее процесс дробления стружки. И, напротив, при уменьшении трения, когда  $\varphi$  становится равным нулю, вектор  $v^*$  также становится равным нулю. В этом случае следует ожидать появления сливной стружки. Так как  $\varphi = \pi/4 - \gamma - \psi$ , то увеличение угла  $\psi$  также будет способствовать появлению сливной стружки.

Формулы для определения усилия резания, приведенные в литературных источниках, были, как правило, получены в результате экспериментальных исследований. Эти работы обычно весьма трудоемки. Они требуют применения специальной аппаратуры, не всегда имеющейся на предприятиях. Экспериментально определять усилие резания приходилось для различных схем (течение прутка, отрезка) с использованием металла нескольких плавок.

Оценка усилия по приведенным формулам имеет большие преимущества перед экспериментальными методами. Но перед применением этих формул необходимо определить значение  $2k$ . Это может быть выполнено, например, при одноосном сжатии цилиндрических образцов. В качестве примера покажем, как проводили эти работы для подшипниковых сталей [6]. Высота образца до деформации не должна превышать его диаметр. Размеры образца зависят от мощности испытательной машины. Так, в данном случае для гидравлического пресса

с максимальным усилием 100 кН они были приняты следующими: высота — 5 мм, диаметр — 5 мм. На торцах образцов были сделаны выточки (рис. 6, а), которые заполнялись смазочным материалом, например стеарином. Глубина выточки и ширина ее бортика — 0,1 мм. Образцы осаживались поэтапно до различных степеней деформации при скорости перемещения траверсы испытательной машины, равной 5÷10 мм/мин. Усилие  $P$  конца каждого этапа осадки определяли с точностью до 100 Н. После этапа осадки измеряли высоту образца в средней его части с точностью до 0,01 мм, используя для этого резьбовой микрометр. Степень деформации рассчитывали по формуле  $\varepsilon = \ln(h/h_0)$ , где  $h_0$  и  $h$  — высоты образца до и после деформации, не включающие высот бортиков выточек. Напряжение текучести конца каждого этапа определяли по формуле  $\sigma_s = 2k = P/F$ , где  $F$  — площадь поперечного сечения образца. По результатам измерений строили зависимость  $\sigma_s$  от  $\varepsilon$  (рис. 6, б). Из этого графика, построенного для отожженной стали ШХ15, видно, что при увеличении степени деформации напряжение текучести (а значит, и  $2k$ ) приближается к значению 1500 Н/мм<sup>2</sup>.

В качестве примера приведем расчеты усилия резания для отожженной стали ШХ15.

**Пример 1.** Определить усилие резания при отрезке прутка (рис. 7, а) из отожженной стали ШХ15. Ширина резца  $b = 10$  мм, подача  $S = 0,1$  мм/об. Передний угол равен  $10^\circ$  (или  $\pi/18$ ).

Для определения усилия резания в подшипниковой промышленности для отожженной стали ШХ15 применяется формула:  $P_z = 2000S^{0.75}b$ , Н [7]. Подставив значения в эту формулу, получим:  $P_z = 2000 \cdot 0,1^{0.75} \cdot 10 = 3650$  Н.

По формуле (1) определим нижнее значение усилия. В принятых в формулах (1)÷(3) обозначениях передний

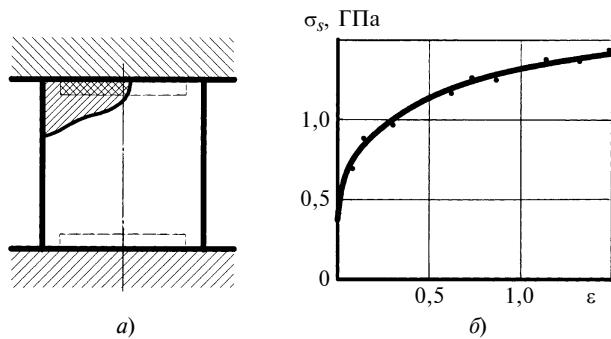


Рис. 6. Зависимость напряжения  $\sigma_s$  текучести от степени деформации  $\varepsilon$

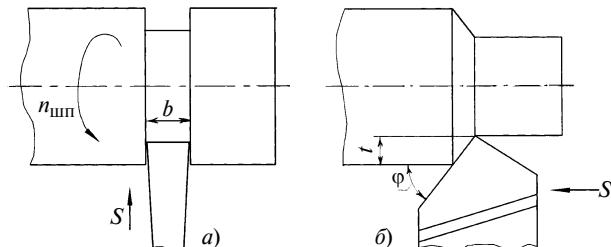


Рис. 7. Схемы отрезки (а) и течения (б)

угол  $\psi = \pi/18$ . Значение коэффициента трения примем максимальным, т. е.  $\mu = 0,5$  и, значит,  $\gamma = 0$ . Тогда  $P = 2ktb[(0,5 + \pi/4 - \gamma - \psi + 0,5\sin 2\gamma) + \mu \operatorname{tg} \psi] = 1500 \cdot 0,1 \cdot 10[(0,5 + \pi/4 - 0 - \pi/18 + 0) + 0] = 1500 \cdot 1,111 = 1666$  Н.

По формуле (3) определим верхнее значение усилия:

$$P = 2ktb[(0,5 + \pi/2 - \gamma - \psi + 0,5\sin 2\gamma) + \mu \operatorname{tg} \psi + 0,5] = 1500 \cdot 0,1 \cdot 10[(0,5 + \pi/2 - 0 - \pi/18 + 0) + 0 + 0,5] = 1500 \cdot 2,3963 = 3594$$
 Н.

**Пример 2.** Определить усилие резания при точении прутка (рис. 7, б) из отожженной стали ШХ15. Глубина резания  $t = 5$  мм, главный угол в плане  $\varphi = 70^\circ$ , передний угол  $\gamma = 10^\circ$ , подача  $S = 0,3$  мм/об. Резец твердосплавный.

Для определения усилия резания в подшипниковой промышленности для отожженной стали ШХ15 применяется формула:  $P_z = 2200 S^{0,75} b$ , Н [7]. Подставив значения в эту формулу, получим:  $P_z = 2200 \cdot 0,3^{0,75} \cdot 5 = 4053$  Н.

По формуле (1) определим нижнее значение усилия. В принятых в формулах (1)–(3) обозначениях глубина резания будет равна подаче, т. е.  $t = 0,3$  мм, ширина стружки  $b = 5/\cos(90 - \varphi) = 5/\cos 20^\circ = 5,32$  передний угол  $\psi = \pi/18$ . Значение коэффициента трения примем максимальным, т. е.  $\mu = 0,5$  и  $\gamma = 0$ . Тогда

$$P = 2ktb[(0,5 + \pi/4 - \gamma - \psi + 0,5\sin 2\gamma) + \mu \operatorname{tg} \psi] = 1500 \cdot 0,3 \cdot 5,32[(0,5 + \pi/4 - 0 - \pi/18 + 0) + 0] = 2394 \cdot 1,111 = 2659$$
 Н.

По формуле (3) определим верхнее значение усилия:

$$P = 2ktb[(0,5 + \pi/2 - \gamma - \psi + 0,5\sin 2\gamma) + \mu \operatorname{tg} \psi + 0,5] = 1500 \cdot 0,3 \cdot 5,32[(0,5 + \pi/2 - 0 - \pi/18 + 0) + 0 + 0,5] = 2394 \cdot 2,3963 = 5737$$
 Н.

Полусумма нижней и верхней оценок усилия равна 4198 Н, т. е. приблизительно равна усилию, рассчитанному по традиционной эмпирической формуле.

Таким образом, для отожженной стали верхнеоценочное значение усилия и полусумма верхней и нижней оценок оказались весьма близкими к рассчитанным по эмпирическим формулам. Следует ожидать, что для холдингованной и холдингованной сталей (у которых настек не снимался термообработкой) реальные значения усилий близки к нижнеоценочным значениям.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Черменский О. Н., Борисов Е. Д. Методика расчета усилия резания стали на основе теории пластичности // Вестник машиностроения. 2000. № 11. С. 41–43.
- Johnson W., Mellor P. B. Plasticity for mechanical engineers. London: 1962.
- Druyanov B. A., Nepereshin R. I. Problems of technological plasticity. Amsterdam — London — New York — Tokyo: Elsevier, 1994.
- Кожевников Д. В., Кирсанов С. В. Резание материалов. Учебник для вузов / Под общ. ред. С. В. Кирсанова. М.: Машиностроение, 2007. 304 с.
- Томленов А. Д. Теория пластичности. М.: Металлургия, 1972.
- Механические испытания подшипниковых материалов (обзор) / О. Н. Черменский, М. М. Амелехин, И. А. Бурлаков. М.: НИИАвтоПром, 1974. 80 с.
- Беленко И. С., Каневцов В. М. Токарная обработка колец подшипников // Подшипники качения / Под ред. Н. А. Спицына и А. И. Спицынского. М.: Машиностроение, 1961. С. 132.

## Обработка материалов без снятия стружки

УДК 621.7

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГАПИ)

### Исследование осадки цилиндрической заготовки с затрудненным течением металла на одном из торцов

Решена вариационная задача определения формоизменения заготовки при осадке с различными контактными условиями на верхнем и нижнем торцах. Получены формулы для определения технологических параметров такой осадки, удобные для практического применения. Высокая точность расчетных формул подтверждена сопоставлением со значительным числом экспериментальных данных.

A solution of variational problem of definition of workpiece deformation at contraction with different contact conditions on upper and lower faces has been presented. The formulae for determination of the process variables, suitable in practice, have been obtained. High accuracy of the formulae has been confirmed by fair quantity of experimental data.

цилиндрическую или бочкообразную форму, т. е. форму с одинаковыми диаметрами верхнего и нижнего торцов, а иную форму, например, близкую к конической.

Возможным способом управления формоизменением при свободной осадке является использование заготовки с переменным напряжением текучести по ее объему [2]. Этого можно достичь путем специальной предварительной термообработки или же путем неравномерного нагрева осаживаемой заготовки. Однако такой подход является достаточно сложным и требует дополнительных затрат.

Более простым способом управления формоизменением при осадке является создание разных условий контактного трения на верхнем и нижнем торцах заготовки [3], зависящего от коэффициентов  $\mu$  и  $\mu_1$  трения по напряжению текучести. Расчетная схема такого способа показана на рис. 1. Определение формы боковой поверхности заготовки при осадке с различным трени-

Осадка часто используется как вспомогательная операция, позволяющая калибровать заготовку и подготовить ее для дальнейшей обработки [1]. При этом бывает целесообразно придать заготовке в результате осадки не

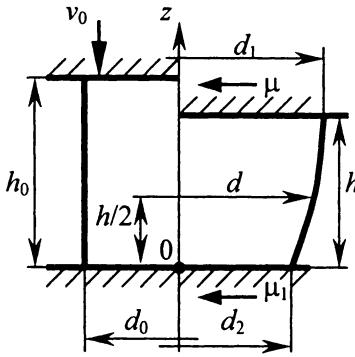


Рис. 1. Расчетная схема осадки при  $\mu_1 > \mu$

ем по торцам представляет собой вариационную задачу, для решения которой используем метод В. Ритца. Мощности и силовые параметры решения представим в относительном виде, отнесенном к напряжению текучести  $\sigma_s$  осаживаемого материала.

В работе [1] получены следующие общие выражения для скоростей  $v_z$  и  $v_\rho$  пластического течения при осадке, удовлетворяющие условию несжимаемости и возможным граничным условиям:

$$\begin{cases} v_z = f(z), \\ v_\rho = \frac{\partial f(z)}{\partial z} \frac{\rho}{2}, \end{cases} \quad (1)$$

где  $\rho$  — радиальная координата в цилиндрической системе координат.

Поскольку в рассматриваемой задаче боковая поверхность заготовки не является цилиндрической, то скорость  $v_\rho$  должна зависеть от координаты  $z$ . В соответствии с общими выражениями скоростей течения (1) выберем кинематически возможные скорости в виде:

$$\begin{cases} v_z = -v_0 \left[ a \frac{z}{h} + (1-a) \frac{z^2}{h^2} \right]; \\ v_\rho = v_0 \left[ \frac{a}{h} + (1-a) \frac{2z}{h^2} \right] \frac{\rho}{2}, \end{cases} \quad (2)$$

где  $a$  — варьируемый параметр, подлежащий определению;  $h$  — текущая высота заготовки.

При таком выборе тождественно удовлетворяются имеющиеся граничные условия  $v_z = 0$  при  $z = 0$  и  $v_z = -v_0$  при  $z = h$  (где  $v_0$  — средняя скорость перемещения осаживающего инструмента).

Подставив выражения (2) в систему уравнений Коши:

$$\begin{cases} \xi_\rho = \partial v_\rho / \partial \rho; \\ \xi_\theta = v_\rho / \rho; \\ \xi_z = \partial v_z / \partial z; \\ \eta_{\rho z} = \partial v_\rho / \partial z + \partial v_z / \partial \rho, \end{cases} \quad (3)$$

найдем скорости деформаций:

$$\begin{cases} \xi_z = -v_0 \left[ \frac{a}{h} + (1-a) \frac{2z}{h^2} \right]; \\ \xi_\rho = \xi_\theta = \frac{v_0}{2} \left[ \frac{a}{h} + (1-a) \frac{2z}{h^2} \right]; \\ \eta_{\rho z} = \frac{v_0(1-a)}{h^2} \rho. \end{cases} \quad (4)$$

Подставив формулы (4) в выражение

$$\xi_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\xi_z - \xi_\rho)^2 + (\xi_\rho - \xi_\theta)^2 + (\xi_\theta - \xi_z)^2 + \frac{3}{2} \eta_{\rho z}^2},$$

определим интенсивность скоростей деформаций:

$$\xi_i = \frac{v_0}{h} \sqrt{\left[ a + (1-a) \frac{2z}{h} \right]^2 + \frac{1}{3} \left[ \frac{(1-a)\rho}{h} \right]^2}. \quad (5)$$

Для вычисления мощности внутренних сил используем формулы из работы [4] и теорему о среднем значении интеграла:

$$W_\sigma = \iiint_V \xi_i dV = \frac{1}{\xi_{icp}} \iiint_V \xi_i^2 dV, \quad (6)$$

где  $V$  — объем заготовки.

Примем

$$\xi_{icp} = v_0/h, \quad (7)$$

что соответствует осадке без трения ( $a = 1$ ) и приведет к несколько завышенной оценке первоначального интеграла.

Тогда с учетом формулы (5)

$$\begin{aligned} W_\sigma = \frac{1}{v_0} \int_0^{d/2} \int_0^h \left( \frac{v_0}{h} \right)^2 & \left\{ \left[ a + (1-a) \frac{2z}{h} \right]^2 + \right. \\ & \left. + \frac{1}{3} \left[ \frac{(1-a)\rho}{h} \right]^2 \right\} 2\pi\rho d\rho dz = \\ = \frac{v_0\pi d^2}{12} & \left[ a^2 - 2a + 4 + \frac{(1-a)^2 d^2}{8h^2} \right]. \end{aligned} \quad (8)$$

Учитывая, что  $\xi_\rho = \xi_\theta$  и, соответственно, коэффициент Лоде  $\beta = 1$ , по выражению  $W_\tau = \beta \mu \int_S v_k dS$  ( $S$  — площадь поперечного сечения заготовки;  $S_k$  — площадь контактной поверхности) с учетом второго равенства системы (2) находим мощность сил контактного трения на верхнем торце, т. е. при  $z = h$ :

$$W_{tb} = \mu \int_0^{d/2} \frac{v_0(2-a)\rho}{2h} 2\pi\rho d\rho = \frac{v_0\pi\mu(2-a)d^3}{24h}. \quad (9)$$

Аналогично находим мощность сил контактного трения на нижнем торце, т. е. при  $z = 0$ :

$$W_{th} = \mu_1 \int_0^{d/2} \frac{v_0 a \rho}{2h} 2\pi\rho d\rho = \frac{v_0\pi\mu_1 ad^3}{24h}. \quad (10)$$

Суммируя выражения (8)–(10), находим мощность деформации:

$$\begin{aligned} W_q = \frac{v_0\pi d^2}{12} & \left\{ a^2 - 2a + 4 + \frac{(1-a)^2 d^2}{8h^2} + \right. \\ & \left. + \frac{d}{2h} [\mu(2-a) + \mu_1 a] \right\}. \end{aligned} \quad (11)$$

Из условия минимума этой мощности

$$\partial W_q / \partial a = 0, \quad (12)$$

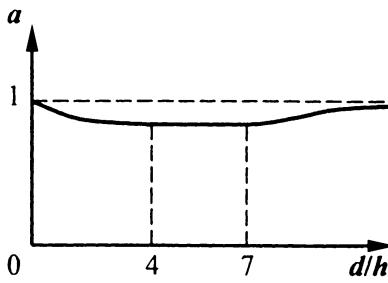


Рис. 2. Изменение параметра  $a$  при  $\mu = 0,1$  и  $\mu_1 = 0,5$

находим искомый параметр

$$a = 1 + \frac{2(\mu - \mu_1)d/h}{8 + (d/h)^2/4}. \quad (13)$$

Из второго выражения системы (2) видно, что в рассматриваемой модели при  $a = 1$  скорость  $v_p$  не зависит от  $z$ , т. е. заготовка в процессе осадки сохраняет цилиндрическую форму. Чем больше параметр  $a$  отличается от 1, тем большую разницу радиальных скоростей и, соответственно, диаметров верхнего и нижнего торцов будет иметь заготовка. Представленный на рис. 2 график изменения параметра  $a$  показывает, что для бесконечно высокой заготовки ( $d/h = 0$ )  $a = 1$ , т. е. будет иметь место выровненное течение. Это объясняется тем, что в соответствии с принципом Сен-Венана на большом удалении торцов друг от друга разница в условиях контактного трения выравнивается.

При увеличении отношения  $d/h$  параметр  $a$  сначала уменьшается, а в области значений  $d/h$  от 4 до 7 практически остается постоянным. При дальнейшем увеличении  $d/h$  параметр  $a$  также начинает увеличиваться, асимптотически приближаясь к 1. Таким образом, при большой осадке течение и, соответственно, боковая поверхность будут выравниваться. Это явление полностью аналогично известному экспериментальному факту уменьшения бочкообразности при развитой осадке заготовки [5, 6].

С учетом графика на рис. 2 для упрощения определения формы боковой поверхности заготовки можно считать, что параметр  $a$  в процессе осадки не меняется и определяется средним значением  $d/h$ , которое с учетом условия постоянства объема при сохранении цилиндричности можно найти по формуле

$$\left(\frac{d}{h}\right)_{\text{ср}} = \frac{1}{2} \left( \frac{d_0}{h_0} + \frac{d}{h} \right) = \frac{d_0}{2h_0} \left[ 1 + \sqrt{\left(\frac{h_0}{h}\right)^3} \right]. \quad (14)$$

Связь между текущим и начальным радиусами находится с помощью дифференциального уравнения

$$dv_p = v_p dt, \quad (15)$$

которое с учетом второго выражения системы (2) приводится к виду:

$$\frac{dv_p}{v_p} = \frac{v_0}{2h} \left[ a + (1-a) \frac{2z}{h} \right] dt. \quad (16)$$

Уравнение (16) надо решать с учетом того, что

$$h = h_0 - v_0 t. \quad (17)$$

Так как эйлерова координата  $z$  зависит от  $h$  и будет далее задаваться пропорционально этой величине, например  $z = h$  и т. п., то можно считать, что выражение в квадратных скобках от времени  $t$  не зависит. С учетом этого получаем уравнение

$$\int \frac{dv_p}{v_p} = \frac{1}{2} \left[ a + (1-a) \frac{2z}{h} \right] \int \frac{v_0 dt}{h_0 - v_0 t}, \quad (18)$$

из которого находим:

$$v_p = C_1 / (h_0 - v_0 t)^{\left[ a + (1-a) \frac{2z}{h} \right] / 2}. \quad (19)$$

Произвольную постоянную  $C_1$  находим из начального условия  $v_p = v_0$  при  $t = 0$ :

$$C_1 = v_0 h_0^{\left[ a + (1-a) \frac{2z}{h} \right] / 2}. \quad (20)$$

Подставив выражение (20) в формулу (19) и учитя равенство (17), окончательно получим:

$$v_p = v_0 \left( \frac{h_0}{h} \right)^{\left[ a + (1-a) \frac{2z}{h} \right] / 2}. \quad (21)$$

На наружной боковой поверхности, т. е. при  $p = d/2$ , выражение (21) конкретизируется в виде:

$$d = d_0 \left( \frac{h_0}{h} \right)^{\left[ a + (1-a) \frac{2z}{h} \right] / 2}. \quad (22)$$

Для практического описания формы боковой поверхности достаточно вычислить по выражению (22) диаметры трех сечений заготовки (см. рис. 1):  $d_1$  при  $z = h$ ,  $d$  при  $z = h/2$  и  $d_2$  при  $z = 0$ :

$$d_1 = d_0 \sqrt{(h_0/h)^{2-a}}; \quad (23)$$

$$d = d_0 \sqrt{h_0/h}; \quad (24)$$

$$d_2 = d_0 \sqrt{(h_0/h)^a}. \quad (25)$$

Нетрудно увидеть, что значение промежуточного диаметра  $d$  совпадает со значением среднего диаметра, определяемым из условия постоянства объема при допущении сохранения цилиндрической формы заготовки.

Относительную удельную силу осадки с неодинаковым трением по торцам заготовки можно определить по общему методу работы [1]:

$$q = 1 + \frac{(\mu + \mu_1)d}{8h}. \quad (26)$$

Для определения натуральной силы  $P$  осадки надо вычислить площадь поперечного сечения

$$S = \pi d^2 / 4, \quad (27)$$

после чего использовать формулу

$$P = \sigma_s S q. \quad (28)$$



Рис. 3. Типовые образцы из свинца С00, полученные осадкой со смазыванием верхнего торца и обезжириванием нижнего, мм:

- а)  $d_0 = 20,5$ ,  $h_0 = 18,0$ ,  $h = 12,6$ ,  $d_1 = 25$ ,  $d = 24,7$ ,  $d_2 = 23,5$ ;
- б)  $d_0 = 20,5$ ,  $h_0 = 15,4$ ,  $h = 9,0$ ,  $d_1 = 28,1$ ,  $d = 27,2$ ,  $d_2 = 25,5$ ;
- в)  $d_0 = 19,5$ ,  $h_0 = 11,0$ ,  $h = 5,8$ ,  $d_1 = 28,8$ ,  $d = 27$ ,  $d_2 = 24,3$ ;
- г)  $d_0 = 19,5$ ,  $h_0 = 5,3$ ,  $h = 3,9$ ,  $d_1 = 24,0$ ,  $d = 22,6$ ,  $d_2 = 22,1$

При наличии упрочнения напряжение текучести  $\sigma_s$  определяется по накопленной деформации

$$e_i = \ln \frac{h_0}{h}. \quad (29)$$

Для проверки теоретических выражений автором совместно с канд. техн. наук С. М. Карповым с помощью испытательной машины УИМ-40 были выполнены эксперименты по осадке заготовок из свинца С00 (рис. 3), верхний торец которых смазывали смазкой ЦИАТИМ, а нижний — обезжиривали и натирали мелом. Для представленного в табл. 1 расчета формоизменения последовательно использовали формулы (14), (13), (23)–(25). Для представленного в табл. 2 силового расчета последовательно использовали формулы (24), (25), (27) и (28). Для сравнения оба торца первой заготовки из табл. 2 были обезжирены и натерты мелом.

Вариационное решение задачи об осадке с разным трением на верхнем и нижнем торцах, а также выпол-

ненные нами эксперименты показывают, что даже предельное трение на нижнем торце заготовки, определяемое коэффициентом  $\mu_1 = 0,5$ , не обеспечивает неизменности диаметра этого торца, называемой в теории пластичности полным прилипанием к инструменту. Диаметр  $d_2$  нижнего торца в процессе осадки увеличивается, в связи с чем, его разница с верхним диаметром  $d_1$  может быть меньше желаемой.

Для обеспечения неизменности диаметра нижнего торца следует помещать заготовку в небольшое цилиндрическое (рис. 4, а) или коническое (рис. 4, б) углубление. Последнее, особенно при соблюдении условия  $\operatorname{tg} \alpha \geq (d_1 - d_0)/2h$ , является предпочтительным, так как позволяет легче извлечь поковку и больше интенсифицировать процесс осадки без его перехода в нежелательную иногда высадку.

Рассмотрим определение наибольшего диаметра заготовки в случае полного прилипания нижнего торца.

Из второго выражения системы

$$\begin{cases} v_z = -v_0 \left[ \frac{a}{h} z + (1-a) \frac{z^2}{h^2} \right], \\ v_\rho = v_0 \left[ \frac{a}{h} + (1-a) \frac{2z}{h^2} \right] \frac{\rho}{2}, \end{cases} \quad (30)$$

с учетом граничного условия  $v_\rho = 0$  при  $z = 0$  следует, что в этом случае  $a = 0$ . Тогда система (30) принимает вид:

$$\begin{cases} v_z = -v_0 z^2/h^2; \\ v_\rho = v_0 z \rho / h^2. \end{cases} \quad (31)$$

В данном случае для определения перемещения произвольной точки нужно решить систему дифференциальных уравнений

Таблица 1

Сравнение расчетных и экспериментальных диаметров поперечных сечений при осадке свинцовых заготовок с разным трением на верхнем и нижнем торцах ( $\mu = 0,1$ ,  $\mu_1 = 0,5$ )

$d_0$	$h_0$	$h$	$(d/h)_{\text{ср}}$	$a$	$d_1$	$d_{1\vartheta}$	$\delta_1, \%$	$d$	$d_3$	$\delta, \%$	$d_2$	$d_{2\vartheta}$	$\delta_2, \%$
								мм		мм		мм	
20,5	15,4	9,0	2,155	0,812	28,21	28,1	0,4	26,82	27,2	1,4	25,49	25,5	0,0
20,5	18,0	12,6	1,542	0,856	25,14	25,0	0,5	24,50	24,7	0,8	23,88	23,5	1,6
19,5	35,5	27,6	0,675	0,933	22,30	21,9	1,8	22,12	22,0	0,5	21,93	21,4	2,4
19,5	27,0	20,0	0,928	0,910	22,97	22,5	2,0	22,66	22,4	1,1	22,35	22,0	1,6
19,5	20,4	13,8	1,337	0,873	24,30	24,0	1,2	23,71	23,8	0,4	23,13	22,9	1,0
19,5	11,0	5,8	3,201	0,758	29,02	28,8	0,8	26,85	27,0	0,5	24,85	24,3	2,2
19,5	5,3	3,9	4,754	0,721	23,72	24,0	1,2	22,73	22,6	0,6	21,78	22,1	1,5
22,6	16,2	14,5	1,521	0,858	24,08	24,0	0,3	23,89	23,7	0,8	23,70	23,4	1,3

Таблица 2

Сравнение расчетных и экспериментальных сил осадки свинцовых заготовок с разным трением на верхнем и нижнем торцах ( $\sigma_s = 20$  МПа)

$d_0$	$h_0$	$h$	$\mu$	$\mu_1$	$d, \text{мм}$	$q$	$S, \text{мм}^2$	$P$	$P_{\vartheta}$	$\delta, \%$
								кН		
20,5	14,7	8,6	0,5	0,5	26,80	1,390	564	15,68	15,5	1,1
20,5	15,4	9,0	0,1	0,5	26,82	1,223	565	13,82	13,8	0,1
20,5	18,0	12,6	0,1	0,5	24,50	1,146	472	10,81	10,6	1,9
19,5	35,5	27,6	0,1	0,5	22,12	1,060	384	8,14	7,9	3,0
19,5	27,0	20,0	0,1	0,5	22,66	1,085	403	8,75	8,6	1,7
19,5	20,4	13,8	0,1	0,5	23,71	1,129	441	9,97	9,5	4,7
19,5	11,0	5,8	0,1	0,5	26,85	1,347	566	15,26	14,5	5,0
19,5	5,3	3,9	0,1	0,5	22,73	1,437	406	11,67	11,3	3,1
22,6	16,2	14,5	0,1	0,5	23,89	1,124	448	10,07	9,8	2,7

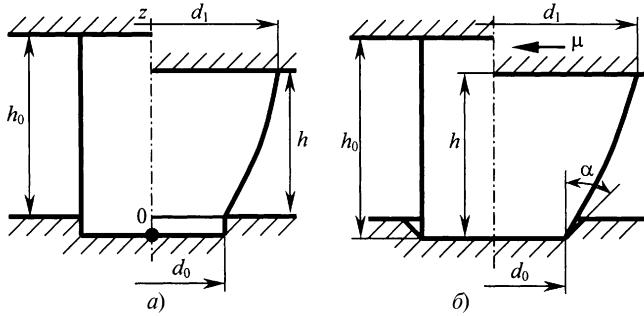


Рис. 4. Схемы осадки с фиксацией нижнего торца в цилиндрическом (а) и коническом (б) углублениях

$$dz = v_z dt;$$

$$d\rho = v_\rho dt,$$

которая с учетом выражения  $h = h_0 - v_0 t$  и системы (31) принимает вид:

$$\begin{cases} dz = -\frac{v_0 z^2 dt}{(h_0 - v_0 t)^2}, \\ d\rho = \frac{v_0 z \rho dt}{(h_0 - v_0 t)^2}. \end{cases} \quad (32)$$

Первое из уравнений (32) сводится к виду

$$\int \frac{dz}{z^2} = \int \frac{d(h_0 - v_0 t)}{(h_0 - v_0 t)^2}.$$

Отсюда после интегрирования и определения произвольной постоянной из условия  $z = z_0$  при  $t = 0$  находим:

$$z = 1/\left(\frac{1}{z_0} - \frac{1}{h_0} + \frac{1}{h_0 - v_0 t}\right). \quad (33)$$

Подставив выражение (33) во второе уравнение системы (32), приходим к уравнению

$$\int \frac{d\rho}{\rho} = - \int \frac{d(h_0 - v_0 t)}{\left(\frac{1}{z_0} - \frac{1}{h_0} + \frac{1}{h_0 - v_0 t}\right)(h_0 - v_0 t)^2},$$

интегрируя которое и находя произвольную постоянную из условия  $\rho = \rho_0$  при  $t = 0$ , получаем:

$$\rho = \rho_0 \left[ 1 + z_0 \left( \frac{1}{h} - \frac{1}{h_0} \right) \right]. \quad (34)$$

На наружной боковой поверхности, т. е. при  $\rho = d/2$ , выражение (34) конкретизируется в виде:

$$d = d_0 \left[ 1 + z_0 \left( \frac{1}{h} - \frac{1}{h_0} \right) \right].$$

Отсюда при  $z_0 = h$ :

$$d_1 = d_0 \frac{h_0}{h}. \quad (35)$$

Например, для осадки, соответствующей верхней строке табл. 1, по формуле (35) находим, что  $d_1 = 35,08$  мм. Из сравнения с табличным значением  $d_1 = 28,21$  мм видно, что осадка с полным прилипанием значительно интенсифицирует рост верхнего диаметра по сравнению с осадкой в условиях разного трения по торцам.

Для проверки формулы (35) автором и С. М. Карповым были выполнены эксперименты по осадке заготовок из свинца С00 (рис. 5), верхний торец которых смазывали смазкой ЦИАТИМ, а нижний без смазки помещали в углубление. Сопоставление результатов расчета с экспериментальными данными представлено в табл. 3, в которой три верхних строки соответствуют осадке с фиксацией в цилиндрическом углублении (глубина 1 мм), а нижняя строка — осадке с фиксацией в коническом углублении (глубина 1 мм,  $\alpha = 45^\circ$ ). Следует отметить, что у образца, соответствующего второй строке табл. 3, наблюдалось достаточно раннее начало высадки в области нижнего диаметра, что, видимо, и объясняет некоторое увеличение расхождения расчетных ( $d_1$ ) и экспериментальных ( $d_{1\alpha}$ ) значений. Для представленного в табл. 4 силового расчета последовательно использовали формулы (24), (25), (27) и (28).



Рис. 5. Типовые образцы из свинца С00, полученные осадкой со смазыванием верхнего торца и фиксацией нижнего в цилиндрическом (а) и коническом (б) углублениях, мм:

а)  $d_0 = 24$ ,  $h_0 = 14,5$ ,  $h = 10$ ,  $d_1 = 33,4$ ,  $d_3 = 29,2$ ; б)  $d_0 = 24$ ,  $h_0 = 14,5$ ,  $h = 10$ ,  $d_1 = 34,3$ ,  $d_3 = 29,5$

Таблица 3

Сравнение расчетных и экспериментальных диаметров поперечных сечений при осадке свинцовых заготовок со смазанным верхним торцом и фиксацией нижнего торца ( $\mu = 0,1$ )

$d_0$	$h_0$	$h$	$d_1$	$d_{1\alpha}$	$\delta, \%$
мм					
24,0	14,5	10,0	34,8	33,1	4,9
24,0	9,2	5,4	40,9	37,7	7,8
24,0	4,1	2,5	39,4	36,9	6,3
24,0	14,5	10,0	34,8	34,3	1,4

Таблица 4

Сравнение расчетных и экспериментальных сил осадки свинцовых заготовок со смазанным верхним торцом и фиксацией нижнего торца ( $\sigma_s = 20$  МПа,  $\mu = 0,1$ ,  $\mu_1 = 0,5$ )

$d_0$	$h_0$	$h$	$d$	$q$	$S, \text{мм}^2$	$P$	$P_\alpha$	$\delta, \%$
						кН		
24,0	14,5	10,0	28,9	1,217	656	15,96	15,0	6,0
24,0	9,2	5,4	31,3	1,435	771	22,12	21,4	3,3
24,0	4,1	2,5	30,7	1,922	742	28,52	27,1	5,0
24,0	14,5	10,0	28,9	1,217	656	15,96	14,9	6,7

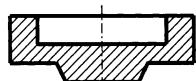


Рис. 6. Типовое изделие, получаемое горячей объемной штамповкой

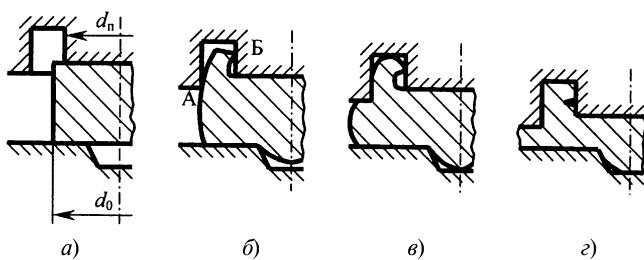


Рис. 7. Образование дефектов при открытой объемной штамповке исходной цилиндрической заготовки

Приведем несколько примеров возможного практического применения заготовки, имеющей форму, показанную на рис. 1 и 4.

При горячей объемной штамповке с облоем часто получают поковки, имеющие вид, показанный на рис. 6 (для упрощения чертежей штамповочные уклоны и радиусы закруглений условно показывать не будем). В общем случае здесь могут возникнуть две проблемы: образование зажима в зоне кольцевого выступа поковки и неполное заполнение полости под осевой выступ (бобышку). Сначала рассмотрим причины образования зажима.

Если для штамповки использовать обычную цилиндрическую заготовку (рис. 7, а), то в результате осадки и прошивки центральной части она получает выпуклую форму боковой поверхности (рис. 7, б). Выпуклость будет тем больше, чем выше исходная заготовка и чем меньше отношение  $d_0/d_n$ , где  $d_n$  — диаметр прошивки. При этом наблюдается искривление внутренней полости и образование поднутрения со стороны прошивки Б. Из-за интенсивного радиального течения металла из-под торца прошивки увеличивается отход металла от его боковой поверхности, т. е. происходит увеличение поднутрения. При дальнейшей штамповке это ведет к образованию зажима (рис. 7, в, г). Эти явления усугубляются тем больше, чем меньше радиус закругления торца прошивки Б.

Чем раньше боковая поверхность заготовки коснется поверхности штампа со стороны А (рис. 7, б), тем раньше возникнет боковой подпор, уменьшающий отход металла от прошивки и предотвращающий образование поднутрения. Из-за влияния этого подпора, затрудняющего радиальное истечение металла, интенсифицируется и заполнение центральной полости под осевой выступ. При запоздалом возникновении подпора вероятность неполного заполнения этой полости повышается (см. рис. 7, г).

Если же при горячей штамповке использовать профилированную заготовку (рис. 8, а), то образование зажима будет предотвращаться сразу по трем причинам. Во-первых, заготовка того же объема, что и цилиндрическая, в результате предварительной осадки станет ниже. Во-вторых, боковая поверхность такой заготовки в процессе осадки и прошивки будет выравниваться,

стремясь к цилиндрической (рис. 8, б). Таким образом, боковая поверхность заготовки у верхнего торца не будет загнута внутрь. В-третьих, боковая поверхность такой заготовки раньше коснется поверхности штампа со стороны А, так как профилированная заготовка имеет больший верхний диаметр, чем цилиндрическая заготовка на рис. 7, а. Таким образом, при использовании профилированной заготовки раньше возникнет боковой подпор, в связи с чем раньше интенсифицируется и заполнение центральной полости под осевой выступ.

Для проверки высказанных положений автором были проведены эксперименты по открытой штамповке при нормальной температуре заготовок из свинца С00. В одном случае в качестве исходной была использована цилиндрическая заготовка (рис. 9, г), а в другом — профилированная заготовка (рис. 9, а), полученная по схеме, приведенной на рис. 4, б. Смазку на заготовки не наносили. На рис. 9, б, д показаны заготовки в момент касания боковой поверхности полости штампа; на рис. 9, в, е — отштампованные образцы. Сравнивая рис. 9, г—е и рис. 9, а—в, видим образование зажима при использовании цилиндрической заготовки и отсутствие зажима, а также более четкое оформление бобышки (см. рис. 9, в) при использовании профилированной заготовки.

Для получения поковки некоторых типоразмеров возможно использование профилированной заготовки с заполнением полости выступа уже в исходном состоянии (рис. 10, а). А при аналогичном использовании цилиндрической заготовки (рис. 10, б) вследствие еще

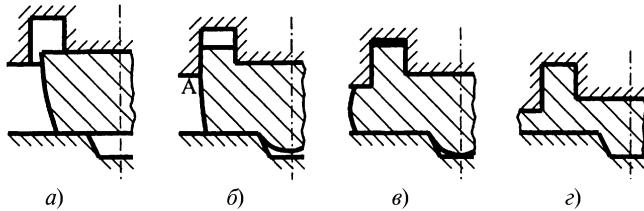


Рис. 8. Предотвращение образования дефектов при использовании профилированной заготовки

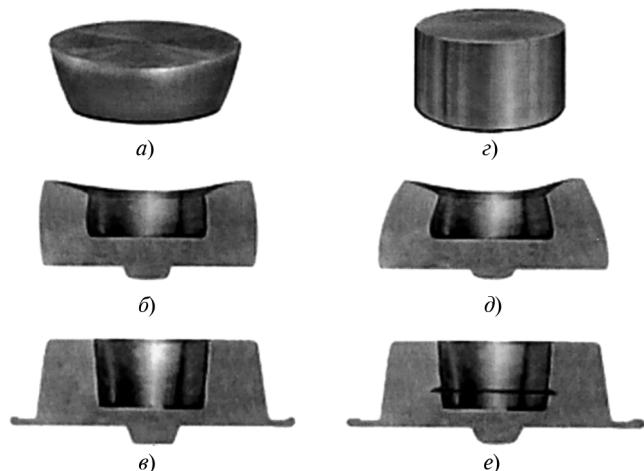


Рис. 9. Этапы штамповки профилированной (а—е) и цилиндрической (г—е) заготовок

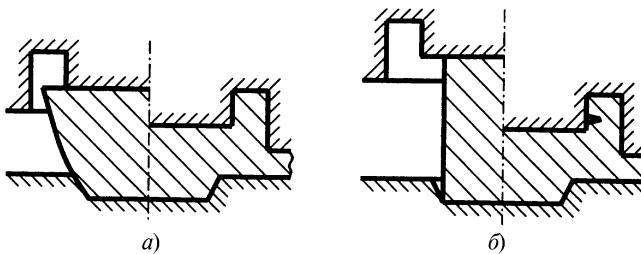
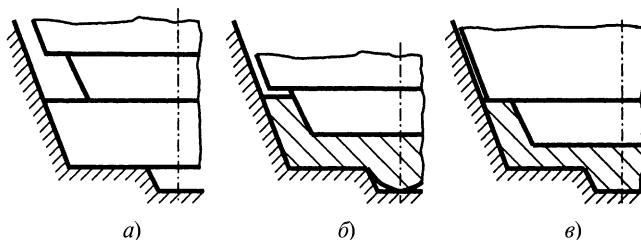
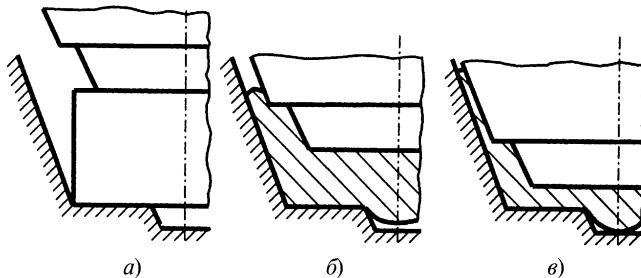
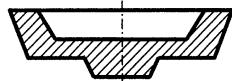


Рис. 10. Схемы штамповки без зажима (заготовка — профилированная) (а) и с зажимом (заготовка — цилиндрическая) (б)



большего увеличения ее высоты и уменьшения диаметра образование зажима станет неизбежным.

Не менее полезным может быть применение профилированной заготовки и при штамповке в закрытых штампах, которую целесообразно использовать для получения поковок, подобных показанной на рис. 11. При закрытой штамповке важно обеспечить правильную последовательность заполнения полостей штампа. Это нужно для того, чтобы предотвратить вытекание металла в зазор между верхней и нижней половинами штампа. Такое вытекание ведет к резкому повышению силы штамповки, образованию заусенца, недоштамповке и быстрому изнашиванию или поломке инструмента.

Вероятность возникновения данных проблем при использовании традиционной заготовки цилиндрической формы сильно повышается (рис. 12, а—в).

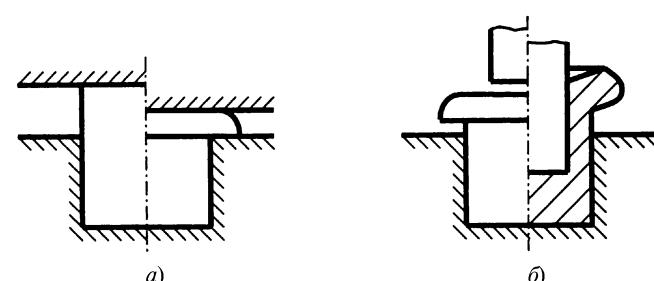
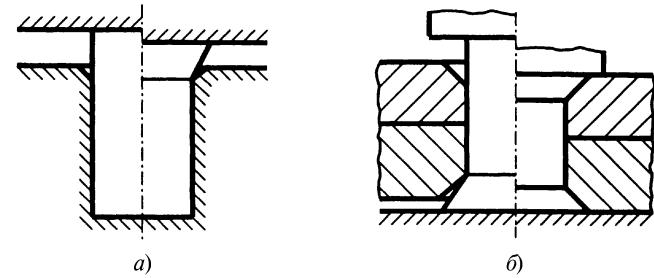
Известно, что чем больше отношение высоты исходной заготовки к ее диаметру, тем менее интенсивно заполняется центральная полость под бобышку [1, 7]. По-

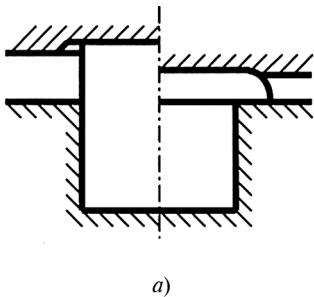
этому заполнение полости под бобышку в начале штамповки высокой цилиндрической заготовки может быть затруднено, тем более что заготовка может расширяться и, следовательно, боковой подпор, увеличивающий давление в ее центральной части, отсутствует (см. рис. 12, а). А из-за высоты заготовки зазор между верхней и нижней половинами штампа в начальный момент достаточно велик и течение металла в него облегчено. Поэтому металл начнет интенсивно заполнять этот зазор (см. рис. 12, б), и поскольку его объем вследствие незаполнения полости под бобышку превышает необходимый для образования наклонных стенок, то он вытечет в конструктивный зазор между верхней и нижней половинами штампа. Таким образом, уже на промежуточной стадии начнется образование торцевого заусенца. В конечный момент (см. рис. 12, в) это приведет к недоштамповке, резкому повышению силы деформирования и нагрузки на инструмент.

А при профилировании заготовка станет намного ниже (рис. 13, а), с самого начала возникнет значительный боковой подпор, а зазор между верхней и нижней половинами штампа будет намного меньше, чем в случае цилиндрической заготовки. Все это сильно интенсифицирует течение металла в полость под бобышку (рис. 13, б) и обеспечит правильную последовательность формоизменения (рис. 13, в).

Ясно, что во всех рассмотренных случаях высокая стабильность формы боковой поверхности профилированной заготовки не является необходимой. Поэтому такую заготовку целесообразно получать именно свободной осадкой с разными условиями течения металла на торцах.

В указанных случаях получение профилированной заготовки путем осадки в закрытых штампах нужной конфигурации является нерациональным. Из-за высо-





а)



б)

**Рис. 16. Схема получения заготовки колпачковой гайки с использованием конического углубления (а) и полученные заготовки (б)**

ких давлений закрытая осадка требует значительно более мощного кузнечно-прессового оборудования, намного больших энергетических затрат и изготовления специальных штампов из высокопрочных сталей. Такая осадка предъявляет высокие требования к точности дозировки объема исходной заготовки, поскольку при передозировке избыточный металл вытекает в заусенец и возникает перегрузка штампа. Это приводит к снижению стойкости или поломке инструмента, а также требует дополнительной операции по удалению заусенца.

По тем же причинам свободной осадкой с разными условиями течения на торцах рационально изготавливать и изделия, у которых форма и размеры осаживаемой части боковой поверхности не являются жестко регламентированными. Примером таких изделий является заготовка заклепки с потайной головкой. Для получения такой заготовки целесообразно смазывать верхний торец исходной заготовки, а отверстие полости под цилиндрический стержень снабжать небольшим коническим расширением (рис. 14, а), реализуя схему, показанную на рис. 4, б. В условиях мелкосерийного производства, если, например, требуется изготовить всего 100 заклепок с потайной головкой, наиболее эффективно использовать именно рассмотренный способ, а не изготавливать специализированный штамп.

Другим примером является заготовка для штамповки колпачковой гайки. В соответствии с формой данного изделия [8, с. 179] надо смазывать горизонтальную поверхность нижней плиты, а на верхний торец исходной заготовки (рис. 15, а) смазку не наносить. При необходимости можно также выполнять на верхней плите небольшое коническое углубление, увеличивающее перепад верхнего и нижнего диаметров (рис. 16, а). Типовые заготовки из свинца С00, полученные последним способом, показаны на рис. 16, б.

## Вывод

Эксперименты показывают достаточно хорошее соответствие теоретических и экспериментальных значений, что позволяет рекомендовать расчетные формулы (1)–(35) для практического применения в технологических расчетах осадки с различными контактными условиями на верхнем и нижнем торцах.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Воронцов А. Л.** Теория малоотходной штамповки. М.: Машиностроение, 2005. 859 с.
2. **Воронцов А. Л.** О целесообразности использования метода конечных элементов на примере учета прочностной неоднородности материала в расчетах процессов обработки давлением // Производство проката. 2002. № 2. С. 5–9.
3. **Исаченков Е. И.** Контактное трение и смазки при обработке металлов давлением. М.: Машиностроение, 1978. 208 с.
4. **Воронцов А. Л.** Теория штамповки выдавливанием. М.: Машиностроение, 2004. 721 с.
5. **Сторожев М. В., Попов Е. А.** Теория обработки металлов давлением. М.: Машиностроение. 1977. 423 с.
6. **Воронцов А. Л.** Технологические задачи теории пластичности. В 3 т. Т. 3. М.: Машиностроение, 2006. 475 с.
7. **Теория обработки металлов давлением / И. Я. Тарновский, А. А. Поздеев, О. А. Ганаго и др.** М.: Металлургиздат, 1963. 672 с.
8. **Холодная объемная штамповка: Справочник / Под ред. Г. А. Навроцкого.** М.: Машиностроение, 1973. 496 с.

УДК 621.784.4.07

Г. А. ОСИПЕНКОВА, В. Ф. ПЕГАШКИН, д-р техн. наук, И. Е. ФИЛИМОНОВ, канд. техн. наук  
(Нижнетагильский технологический институт)

## Повышение износостойкости деталей поверхностным пластическим деформированием с помощью ультразвуковых крутильных колебаний

Для повышения долговечности таких деталей, как валы, зубчатые колеса, муфты, инструмент, используют поверхностное пластическое деформирование [1], которое повышает эксплуатационные свойства деталей, в частности, износостойкость на 20÷50 %. Однако при традиционных методах упрочнения используют значительные деформирующие нагрузки, что ограничивает их применение для маложестких и тонкостенных деталей. Для расширения технологических возможностей целесообразно использовать ультразвуковые колебания,

которые снижают сопротивления пластическому деформированию и силам трения, что позволяет значительно снизить статические усилия деформирования [2].

Предлагается новый метод ультразвукового выглаживания поверхностного слоя стальных деталей с помощью ультразвуковых крутильных колебаний (УВКК) инструмента, при котором изменяются остаточные напряжения поверхностного слоя, и уменьшается шероховатость поверхности, кроме того, специфический микрорельеф повышает износостойкость детали [3, 4].

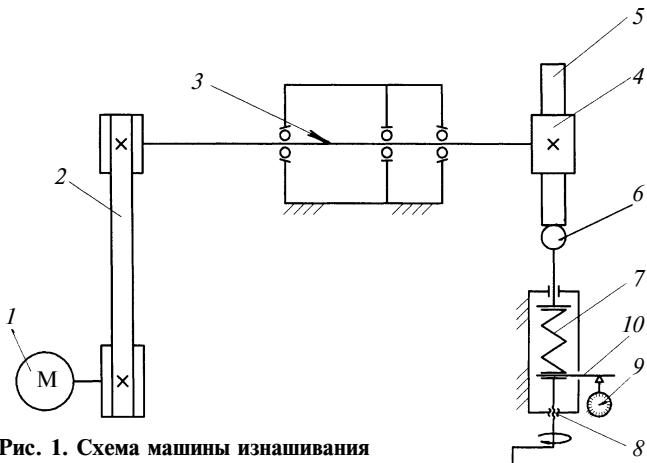


Рис. 1. Схема машины изнашивания

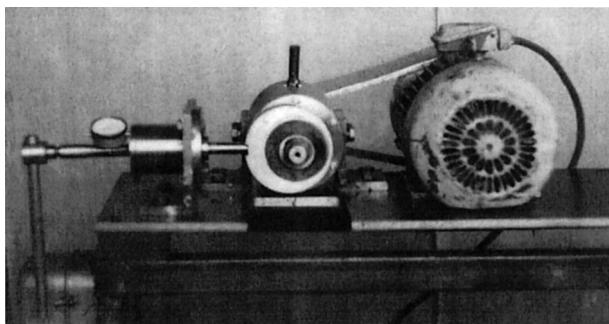


Рис. 2. Машина изнашивания

Для сравнительных испытаний на износостойкость исследуемых образцов использовали машину изнашивания, разработанную в НТИ (ф) УГТУ [3, 4]. Машина изнашивания, представленная на рис. 1, работает следующим образом. Образец 4, установленный на шпинделе 3, получает вращение от электродвигателя 1 через клиноременную передачу 2. Нагрузка на моделирующую наладку 5 создается пружиной 7 через толкателем 6. Пружина сжимается винтом 8 через поршень 10, перемещение которого измеряется индикатором 9 часового типа и сопоставляется с нагрузкой на толкателе 6. Частота вращения шпинделя изменяется путем подбора шкивов ременной передачи 2, которая предохраняет машину от перегрузки — в случае превышения допустимой нагрузки происходит проскальзывание. Моделирующая наладка 5 в зависимости от поставленной задачи обеспечивает трение скольжения или трение качения и изменяется в зависимости от пары трения: "диск — диск"; "диск — колодка"; "вал — втулка".

Испытания можно проводить в среде смазочного материала, в условиях "сухого" трения, в среде смазочного материала и абразива. Для защиты от разбрзгивания смазочного материала образец с моделирующей наладкой располагают в герметичной камере. Для удобства работы данное устройство устанавливают на специальный стол-раму (рис. 2). Испытывали образцы из стали 15ХГН2ТА как в закаленном состоянии, так и без термообработки. При испытаниях на приработыва-

емость исследовали четыре группы образцов, которые подвергались следующим обработкам:

- первая группа — точение, шлифование;
- вторая группа — точение, шлифование, УВКК;
- третья группа — точение, закалка ТВЧ (до 62 HRC), шлифование;
- четвертая группа — точение, закалка ТВЧ (до 62 HRC), шлифование, УВКК.

Относительный износ по диаметру определяли по формуле

$$I_d = \frac{D_{\text{исх}} - D_{\text{изн}}}{m_{\text{исх}}} 100, \quad (1)$$

где  $D_{\text{исх}}$ ,  $D_{\text{изн}}$  — диаметры образца до и после исследований на изнашивание соответственно.

Относительный износ по массе определяли по формуле

$$I_m = \frac{m_{\text{исх}} - m_{\text{изн}}}{m_{\text{исх}}} 100,$$

где  $m_{\text{исх}}$ ,  $m_{\text{изн}}$  — массы образца до и после исследований на изнашивание соответственно.

По полученным данным построены зависимости (рис. 3, 4), анализ которых показал:

чем хуже качество поверхностного слоя, тем больше период приработки;

для незакаленных образцов время приработки после УВКК в 2 раза меньше, относительный износ уменьшается в 2 раза;

для закаленных образцов время приработки после УВКК в 2,3 раза меньше, относительный износ уменьшается на 10÷15 %.

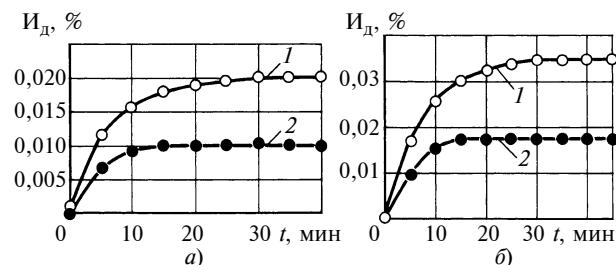


Рис. 3. Зависимости изменения относительного износа (а) и массы (б) незакаленных образцов:  
1 — первая группа; 2 — вторая группа

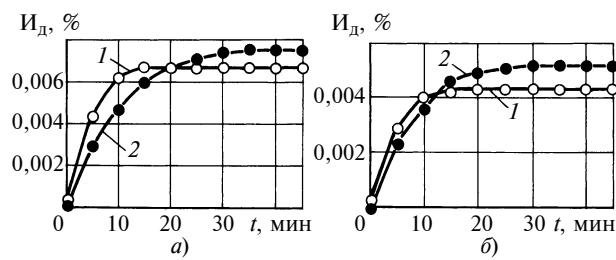


Рис. 4. Зависимости изменения относительного износа (а) и массы (б) незакаленных образцов:  
1 — четвертая группа (УВКК); 2 — третья группа

# ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.114.4:338.515.003.13

Х. А. ФАСХИЕВ, д-р техн. наук (ОАО "КАМАЗ"),  
А. В. КРАХМАЛЕВА, канд. экон. наук (Камская государственная инженерно-экономическая академия)

## Динамический метод оценки экономической эффективности грузовых автомобилей

Объективная оценка экономической эффективности грузовых автомобилей на этапах их жизненного цикла позволяет наиболее полно удовлетворить требования потребителей, создать конкурентоспособные изделия с минимальными затратами труда и материальных ресурсов.

It is argued that objective estimation of the auto trucks cost efficiency on their life cycle stages allows in the best way to meet the needs of the customers and to produce the competing goods with minimal charge of labour and material resources.

Для инвестиционных товаров, к которым относится грузовой автомобиль (ГА), основным оценочным показателем является экономическая эффективность эксплуатации. Проектируемая модель должна быть выгод-

ной для потребителя и конкурентоспособной. Прибыль, получаемая при эксплуатации данного автомобиля, должна быть не меньше, чем при эксплуатации аналогов. В зависимости от типа ГА стоит от 15 до 100 тыс. долл., и его чаще покупают, используя заемные средства. Заемщика и кредитора интересует вопрос возврата кредита с процентами в срок. Ответом на этот вопрос может быть расчет экономической эффективности ГА в эксплуатации.

Инвестор обычно имеет альтернативные варианты вложения капитала. Если он принял решение заняться грузоперевозками, ему предстоит выбрать конкретную модель ГА, наиболее полно соответствующую, по его

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 74)

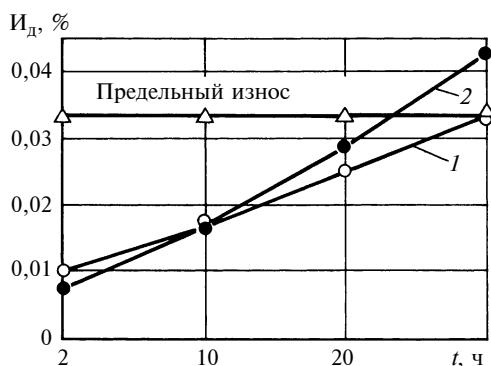


Рис. 5. Зависимости изменения относительного износа образцов:

1 — первая группа; 2 — вторая группа

Нормальный износ характеризует стабильный процесс. Катастрофический износ определяли через величину предельного износа. Критерием предельного износа принята глубина наклепанного слоя образцов, которая составила 0,17 мм.

Для исследований нормального и предельного износов использовали две группы образцов, которые подвергали следующим обработкам:

первая группа — точение, шлифование, УВКК;

вторая группа — точение, закалка ТВЧ (до 62 HRC), шлифование.

Относительный износ по диаметру образцов рассчитывали по формуле (1).

На основании экспериментальных данных были построены зависимости относительного предельного износа деталей (рис. 5), анализ которых показал, что нормальный износ характеризуется стабильностью процесса как закаленных образцов, так и образцов после УВКК, время изнашивания до предельного износа после образцов УВКК почти на 30 % больше, а относительный износ в 1,25 раза меньше.

Таким образом, применение отделочно-упрочняющей обработки с использованием ультразвуковых крутильных колебаний позволяет значительно повысить износостойкость как закаленных деталей, так и деталей, не прошедших термообработку.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Одинцов Л. Г. Финишная обработка деталей алмазным выглаживанием и вибровыглаживанием. М.: Машиностроение, 1981. 160 с.
2. Шнейдер Ю. Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом. Л.: Машиностроение, 1982. 248 с.
3. Пат. РФ 2203789: С2, Кл. 7 В 23 Р 9/00, С 21 D7/06: Способ отделочно-упрочняющей обработки наружных цилиндрических поверхностей с наложением ультразвуковых крутильных колебаний.
4. Пат. РФ 2095217: С1, Кл. 6 В 23 Р 9/00: Устройство для ультразвуковой отделочно-упрочняющей обработки наружных цилиндрических поверхностей.

мнению, эксплуатационным требованиям. Для обоснованного выбора ГА покупателю необходимо провести сравнительный технико-экономический анализ (ТЭА) аналогичных моделей, предлагаемых на рынке. С целью определения окупаемости инвестиций и оценки конкурентоспособности новой модели на выбранных сегментах рынка такие же анализы необходимо провести и производителям ГА еще на этапе разработки. Технико-экономический анализ автомобиля должен проводиться с точки зрения потребителя, так как в рыночных условиях именно он, а не производитель, определяет эффективность и качество изделия.

При оценке экономической эффективности новой техники необходимо соблюдать следующие требования: оценка должна проводиться за жизненный цикл изделия; должны учитываться все доходы и расходы, связанные с оцениваемой машиной; должна быть обеспечена сопоставимость сравниваемых машин; необходимо ориентироваться на максимальный эффект или минимальные затраты; должны учитываться: фактор времени, индивидуальные интересы всех участников инвестиций, ухудшение параметров машины по мере старения; денежные потоки должны формироваться с учетом инфляции, неопределенностей и рисков, остаточной стоимости машины в момент списания, правил бухгалтерского учета и налогового законодательства РФ.

В данной работе с соблюдением приведенных выше требований разработан метод динамической оценки экономической эффективности ГА в эксплуатации.

Экономическая эффективность автомобилей должна оцениваться потребителем, прежде всего, исходя из характерных условий эксплуатации. При положительной оценке в эксплуатации рассчитывается экономическая

эффективность производства новой модели. И производитель, и покупатель ГА осуществляют инвестиционную деятельность. Они заинтересованы в окупаемости вложенных средств в приемлемые сроки, в увеличении своих капиталов в результате реализации инвестиционных проектов, в своевременном возврате заемных средств и процентов по ним. Эффективность инвестиций выявляется при сравнении результатов и затрат за жизненный цикл проекта. Результат может быть количественным и качественным. Количественный результат выражается доходом, качественный — социальным или иным эффектом. Затраты делятся на единовременные и текущие. Разность результата и текущих затрат, скорректированная на амортизационные отчисления и остаточную стоимость инвестиций, равна чистому денежному потоку (ЧДП), сравнивая который с единовременными затратами, можно оценить эффективность инвестиций.

Проблему оценки экономической эффективности ГА можно считать принципиально решенной, если определить, как показано в табл. 1, ЧДП по годам за период производства или эксплуатации автомобиля. Расчет ЧДП автомобиля в эксплуатации состоит из трех частей: 1) инвестиции (покупка автомобиля и сопутствующие капитальные вложения); 2) доходы и расходы от эксплуатации автомобиля; 3) корректировка денежных потоков. В части 1 учитываются все капитализируемые единовременные затраты, связанные с приобретением автомобиля. Часть 2 представляет собой отчет о доходах и расходах, включая налоговые отчисления и выплаты, относимые на себестоимость. Годовая балансовая прибыль рассчитывается за весь период эксплуатации автомобиля по общезвестным формулам. В час-

Таблица 1

Показатели	Расчет ЧДП от эксплуатации ГА по годам				
	0	1	2	...	$T_{\text{сл}}$
<b>1. Инвестиции</b>					
1.1. Покупка нового ГА	$(I_1)$				
1.2. Сопутствующие вложения потребителя	$(I_2)$				
1.3. Налоги, связанные с покупкой ГА	$(I_3)$				
<b>2. Доходы и расходы</b>					
2.1. Выручка от услуг		$T_{\Phi} W^*$ ( $S_{\text{ЭКС}}$ )	$T_{\Phi} W$ ( $S_{\text{ЭКС}}$ )		$T_{\Phi} W$ ( $S_{\text{ЭКС}}$ )
2.2. Эксплуатационные затраты $S_{\text{ЭКС}}$		(A)	(A)		(A)
2.3. Амортизация A		$T_{\Phi} W - S_{\text{ЭКС}} - A$	$T_{\Phi} W - S_{\text{ЭКС}} - A$		$T_{\Phi} W - S_{\text{ЭКС}} - A$
2.4. Балансовая прибыль		( $H_{\text{пр}}$ )	( $H_{\text{пр}}$ )		( $H_{\text{пр}}$ )
2.5. Налоги с прибыли $H_{\text{пр}}$		$T_{\Phi} W - S_{\text{ЭКС}} - A - H_{\text{пр}}$	$T_{\Phi} W - S_{\text{ЭКС}} - A - H_{\text{пр}}$		$T_{\Phi} W - S_{\text{ЭКС}} - A - H_{\text{пр}}$
2.6. Чистая прибыль					
<b>3. Корректировка денежных потоков</b>		A	A		A $\Pi_{\text{ост}}$
3.1. Амортизация					
3.2. Остаточная стоимость					
ЧДП	$(I_1 + I_2 + I_3)$	$T_{\Phi} W - S_{\text{ЭКС}} - H_{\text{пр}}$	$T_{\Phi} W - S_{\text{ЭКС}} - H_{\text{пр}}$		$T_{\Phi} W - S_{\text{ЭКС}} - H_{\text{пр}} + \Pi_{\text{ост}}$
Коэффициент дисконтирования КД	1,0	КД <sub>1</sub>	КД <sub>2</sub>		КД <sub>n</sub>
ДДП	$(I_1 + I_2 + I_3)$	$\text{ЧДП}_1 \cdot \text{КД}_1$	$\text{ЧДП}_2 \cdot \text{КД}_2$		$\text{ЧДП}_n \cdot \text{КД}_n$

П р и м е ч а н и я: В скобках указаны величины с отрицательным знаком;  $T_{\Phi}$  — тариф на перевозку;  $W$  — годовая производительность автомобиля;  $I$  — инвестиции.

ти 3 проводится корректировка денежных потоков: к чистой прибыли суммируются амортизационные отчисления, так как они остаются в распоряжении владельца автомобиля на его реновацию, и средства, поступившие от продажи автомобиля по остаточной стоимости.

ЧДП в текущих ценах показывает чистый доход по годам эксплуатации. Для сравнения ЧДП с единовременными затратами с целью оценки эффективности инвестиций необходимо привести их к сопоставимому виду, так как инвестиционные затраты и получение чистого дохода осуществляются в разные периоды времени. Для приведения к сопоставимому виду денежных потоков и инвестиций ЧДП путем дисконтирования приводятся к начальному периоду, т. е. ЧДП соответствующего периода умножаем на коэффициент дисконтирования КД =  $1/(1+r)^n$ , где  $n$  — порядковый номер года ( $n = 0, 1, 2, \dots, T_{\text{сл}}$ );  $r$  — ставка дисконтирования.

Ставка дисконтирования принимается равной "стоимости капитала" для хозяйствующего субъекта. Если инвестиции осуществляются за счет кредита, то ставка дисконтирования равна процентной ставке по кредиту. В случае осуществления инвестиций за счет акционерного капитала ставка дисконтирования принимается равной дивидендам по акционерному капиталу или норме прибыли на капитал предприятия.

С учетом отдельных положений "Методических рекомендаций по оценке эффективности инвестиционных проектов" [1] для оценки экономической эффективности новой техники рекомендуются следующие шесть оценочных показателей: 1) чистая текущая стоимость (ЧТС); 2) дисконтированные чистые расходы (ДЧР) и удельные дисконтированные чистые расходы (УДЧР); 3) рентабельность инвестиций (РI); 4) внутренний коэффициент окупаемости (ВКО); 5) окупаемость по текущей стоимости (ТО); 6) бюджетный эффект (БЭ).

Показатель ЧТС определяется как разность суммарного дисконтированного денежного потока (ДДП) и дисконтированной суммы инвестиций. Она показывает прирост капитала, т. е. суммарный эффект от эксплуатации автомобиля за весь срок  $T_{\text{сл}}$  его службы:

$$\begin{aligned} \text{ЧТС} = & \sum_{n=0}^{T_{\text{сл}}} \frac{T_{\Phi} W_n - S_{\text{эксп}n} - H_{\text{пр}n}}{(1+r)^n} + \\ & + \frac{T_{\Phi} W_n - S_{\text{эксп}n} - H_{\text{пр}n} + II_{\text{ост}}}{(1+r)^n} - \sum_{n=0}^{T_i} \frac{I_n}{(1+r)^n}, \end{aligned}$$

где  $S_{\text{эксп}n}$ ,  $H_{\text{пр}n}$  — эксплуатационные затраты и налоги с прибыли;  $T_i$  — период осуществления инвестиций, лет;  $I_n$  — инвестиции  $n$ -го периода;  $II_{\text{ост}}$  — остаточная стоимость.

ЧТС — основной оценочный показатель экономической эффективности новой техники. Анализ эффективности альтернативных вариантов сводится к сравнению их ЧТС. Наиболее эффективной является та модель, ЧТС которой больше. Если ЧТС  $< 0$ , инвестиции не окупаются за срок службы автомобиля, т. е. единовременные затраты больше суммарного чистого дохода.

ЧТС разных автомобилей может быть суммирована, что позволяет использовать ее для оценки эффективности парка автомобилей.

На практике иногда невозможно определить выручку от эксплуатации новой техники, например ГА, применяемых в технологической цепи собственного производства, или легковых автомобилей, затраты по которым предприятия относят на себестоимость продукции. Доход от их эксплуатации рассчитать невозможно. Если явный доход от эксплуатации автомобилей рассчитать затруднительно, то их экономическую эффективность можно оценить по критерию ДЧР, определяемому по

$$\text{формуле } \text{ДЧР} = \sum_{t=0}^{T_{\text{сл}}} \Delta \text{TR}_t + \sum_{t=0}^{T_i} \Delta I_t, \text{ где } \Delta \text{TR}_t \text{ — дис-} \\ \text{континуированные текущие расходы } t\text{-го периода; } \Delta I_t \text{ — дис-} \\ \text{континуированные инвестиции за } t\text{-й период.}$$

В составе  $\Delta \text{TR}_t$  учитываются эксплуатационные текущие затраты, которые определяются технико-экономическими параметрами автомобиля. Этот критерий по сути есть сумма единовременных и текущих затрат за срок службы автомобиля, т. е. совокупная стоимость владения, приведенная к начальному периоду инвестиций. С помощью критерия ДЧР можно оценить конкурентоспособность как инвестиционных, так и потребительских товаров. ДЧР конкурентных моделей должны быть рассчитаны для одного и того же объема работ. Объемы работ разных автомобилей, как правило, различны, поэтому для приведения ДЧР разных моделей к сопоставимому виду определяют удельные ДЧР (УДЧР). Для этого суммарное значение ДЧР нужно разделить на суммарную производительность:

$$\text{УДЧР} = \left( \sum_{t=0}^{T_{\text{сл}}} \Delta \text{TR}_t + \sum_{t=0}^{T_i} \Delta I_t \right) / \sum_{n=0}^{T_{\text{сл}}} W_n.$$

УДЧР как оценочный показатель сравниваемых моделей предпочтительнее ЧТС, так как прогнозировать будущие доходы гораздо сложнее, чем расходы.

Показатель рентабельности инвестиций (РI) определяется из соотношения:

$$\begin{aligned} \text{РI} = & \sum_{n=0}^{T_{\text{сл}}} \frac{T_{\Phi} W_n - S_{\text{эксп}n} - H_{\text{пр}n}}{(1+r)^n} + \\ & + \frac{T_{\Phi} W_n - S_{\text{эксп}n} - H_{\text{пр}n} + II_{\text{ост}}}{(1+r)^n} / \sum_{n=0}^{T_i} \frac{I_n}{(1+r)^n}. \end{aligned}$$

РI показывает суммарные дисконтированные ЧДП на единицу инвестиций или сколько раз автомобиль окупается за срок службы. Инвестиции на автомобиль рентабельны при РI  $> 1$ . В отличие от ЧТС рентабельность инвестиций — относительный показатель, поэтому он может быть использован для выбора автомобиля из нескольких альтернативных, у которых ЧТС примерно одинаковы. Между ЧТС и РI существует прямая связь. При ЧТС  $> 0$  выполняется условие РI  $> 1$  и наоборот. В отличие от ЧТС рентабельность инвестиций не обладает свойством аддитивности.

Показатель ВКО соответствует ставке дисконтирования при ЧТС = 0 и определяется решением уравнения

$$\sum_{n=0}^{T_{\text{сл}}} \frac{T_{\Phi} W_n - S_{\text{эксп}} - H_{\text{прн}}}{(1+r)^n} + \frac{T_i}{(1+r)^n} I_n - \sum_{n=0}^{T_i} \frac{I_n}{(1+r)^n} = 0$$

относительно  $r$  или способом итерации, с использованием соотношения

$$\text{ВКО} = r_1 + \text{ЧТС}_1(r_2 - r_1)/(\text{ЧТС}_1 + |\text{ЧТС}_2|),$$

где  $r_1$  — ставка дисконтирования, при которой соответствующая ЧТС<sub>1</sub> > 0;  $r_2$  — ставка дисконтирования, при которой соответствующая ЧТС<sub>2</sub> < 0.

По величине ВКО определяют возможность возврата кредита или сравнивают прибыльность вложений с альтернативными инвестициями. ВКО показывает максимально допустимую величину ставки дисконтирования. Для инвестиций необходимо чтобы выполнялось условие: ВКО > стоимости капитала предприятия.

Критерий ВКО имеет следующие недостатки:

1) ВКО в отличие от ЧТС не дает ответа на вопрос, какой доход принесут инвестиции;

2) ВКО может иметь несколько значений (ЧТС может менять знак в зависимости от изменения  $r$ , если денежный поток в разные годы имеет отрицательные значения). Рассмотрим три альтернативных проекта, зависимости ЧТС которых от  $r$  приведены на графиках рисунка. Эти проекты невозможно сравнить между собой с помощью показателя ВКО. Проекты *Б* и *В* имеют несколько значений ВКО, и критерий ВКО для оценки инвестиций в таких случаях неприменим;

3) ВКО не дает возможности сравнить разномасштабные инвестиции;

4) ВКО в отличие от ЧТС не обладает свойством аддитивности, т. е. для двух инвестиционных проектов *A* и *B*, которые могут быть осуществлены одновременно ЧТС (*A* + *B*) = ЧТС (*A*) + ЧТС (*B*), но ВКО (*A* + *B*) ≠ ВКО (*A*) + ВКО (*B*).

При сравнении альтернативных моделей автомобилей может встретиться случай, когда ЧТС одного автомобиля больше ЧТС другого, а ВКО меньше. В этом случае при небольшой разнице инвестиций предпочтение надо отдать критерию ЧТС. ВКО показывает максимально допустимый относительный уровень расходов, который может быть ассоциирован с данным проектом. Если проект полностью финансируется за счет кредита банка, то значение ВКО показывает допустимый

уровень банковской процентной ставки, превышение которого делает проект убыточным.

Окупаемость автомобиля можно определить по ЧДП без учета фактора времени (Р-окупаемость) и по ДДП (ТО). Для расчета окупаемости денежные потоки по годам суммируют до тех пор, пока сумма не превысит величину инвестиций. Год, в который произойдет это превышение, и есть срок окупаемости инвестиций. Потребитель сравнивает полученный срок окупаемости с альтернативными инвестициями и принимает решение о приобретении автомобиля. Если он осуществил инвестиции за счет кредита, то срок окупаемости не должен превышать срок возврата кредита, после возврата кредита — только за счет прибыли от эксплуатации автомобиля.

Окупаемость по ЧДП не учитывает временную стоимость денег. Этот показатель позволяет узнать, пренебрегая влиянием дисконтирования, сколько потребуется времени для того, чтобы инвестиции принесли столько чистых денежных средств, сколько пришлось потратить единовременно. Если для компании важен срок окупаемости, то этот показатель можно использовать как "барьер". Если срок окупаемости проекта больше "барьера", то проект отвергается. Окупаемость игнорирует денежный поток после возмещения первоначальных расходов. Метод дает большой вес денежным потокам, генерируемым в первые годы.

Окупаемость инвестиций может быть определена в текущих стоимостях, т. е. с использованием ДДП. Окупаемость, рассчитанная по ДДП, называется текущей окупаемостью (ТО). В данном случае учитываются временной фактор и "барьерная ставка". Естественно, ТО больше окупаемости, рассчитанной по ЧТС, и ее можно рассчитать по формуле

$$TO = m + (\Sigma I - S_m)/P_{m+1},$$

где  $S_m$  — сумма денежного потока за  $m$  лет, при выполнении условия  $S_m < \Sigma I < S_{m+1}$ ;  $P_{m+1}$  — денежный поток в ( $m+1$ )-м году.

Экономический эффект, получаемый государством, может быть оценен суммарной величиной налогов, которые получают бюджетные или внебюджетные фонды государства от эксплуатации инвестиций. Для приведения к началу инвестиций и для возможности сравнения разносрочных инвестиций денежный налоговый поток необходимо дисконтировать по ставке рефинансирования Центрального банка. Ставка рефинансирования и есть ориентир ценности государственных денежных средств. Бюджетный (государственный) эффект рассчитывается по формуле  $\mathcal{E}_r = \sum_{n=1}^{T_{\text{сл}}} \frac{H_n}{(1+r_p)^n}$ , где  $H_n$  — налоги, выплачиваемые в  $n$ -м году (налоги в бюджет и во внебюджетные фонды рассчитываются согласно законодательству РФ в области налогообложения).

На этапе разработки технического задания необходимо оценить по всем полученным критериям разрабатываемый автомобиль и автомобили-конкуренты. Анализ позволит выявить экономическую эффективность нового автомобиля, а при худших, чем у конкурентов,

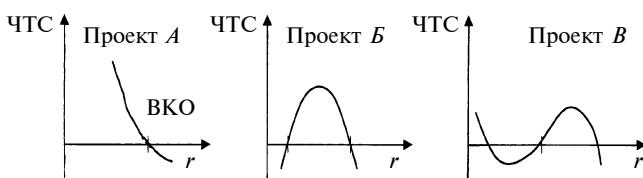


Таблица 2

Сравниваемые автомобили (год расчета)	Показатели оценки экономической эффективности					
	ЧТС, тыс. р.	ДЧР, тыс. р.	PI	ВКО, %	Срок окупаемости, лет	Бюджетный эффект, тыс. р.
Самосвалы (1999 г.): 1. КамАЗ-55111 2. КамАЗ-65115 3. МАЗ-551603	45 63 -234	786,0 947,7 1159,0	1,12 1,14 0,65	47,3 48,4 23,7	5,5 5,0 Не окупается	280,0 340,0 540,0
Самосвалы (2001 г.): 1. КамАЗ-55111 2. КамАЗ-65115 3. КамАЗ-6520 4. МАЗ-5516 5. КрАЗ-65055	202 50 531 29 -3	1750 1967 2191 2583 2185	1,36 1,07 1,74 1,03 0,99	58,7 37,7 65,8 32,9 29,5	2,2 3,5 1,3 7,1 Не окупается	651 550 1042 741 537
Бортовые (1998 г.): 1. КамАЗ-53212 2. КамАЗ-5360 ( $N_{дв} = 350$ л. с.) 3. КамАЗ-5360 ( $N_{дв} = 240$ л. с.)	102 38 110	342,3 349,9 347,7	1,60 1,13 1,58	52,4 25,8 50,0	4,0 6,0 4,0	158 171 202
Седельные тягачи (2001 г.): 1. КамАЗ-5460 2. МАЗ-543232 3. Volvo FH12 4. Mercedes Actros 5. IVECO Eurostar 6. Scania R124 7. МАЗ-МАН 543268 8. Renault Premium 9. DAF FT95 XF 9. MAN TG410	1180 718 -285 -288 -394 -218 310 49 -433 -378	3938 4498 6090 6039 6263 6012 5277 5614 6443 6169	1,83 1,36 0,89 0,89 0,85 0,91 1,16 1,02 0,82 0,86	68,8 52,6 19,2 19,6 14,7 21,6 41,8 31,9 10,8 16,23	1,7 3,3 Не окупается То же — — 3,5 7,7 Не окупается То же	1910 1713 933 981 843 958 1276 1141 705 924
Малотоннажные развозные (2004 г.): 1. ГАЗ-3302 2. КИА2700II 3. КИА3000S	246 18 341	2,40* 2,84* 2,17*	2,07 1,05 1,76	56,6 16,9 48,1	2,5 7,7 3,5	495 398 591
Микротоннажные развозные (2005 г.): 1. ОКА-фургон 2. ВИС-2345 3. ИЖ-2717	79 1 15	7,27* 10,68* 10,46*	1,97 1,00 1,12	54,7 14,5 22,8	2,7 7,8 7,2	181 185 191
Среднетоннажные развозные (2007 г.): 1. КамАЗ-4308 2. МАЗ-437040 3. ГАЗ-3307 4. ГАЗ-3310	364 280 798 629	3,14* 3,43* 3,11* 3,72*	1,41 1,36 3,10 2,44	38,6 36,9 67,4 65,5	4,1 4,3 1,3 1,7	1184 1103 1314 1236

\* УДЧР, р./т · км.

показателях, своевременно внести конструктивные решения. Уже в техническое задание нового автомобиля должны войти только такие технико-экономические параметры, которые обеспечат потребителю большую выгоду, чем автомобили-конкуренты.

Для снижения трудоемкости ТЭА автотранспортных средств в ИНЭКА разработана прикладная программа "Авто-инвест". Программа реализована в виде таблиц Excel 2003 и позволяет:

1) определить экономическую эффективность эксплуатации ГА и автобусов за жизненный цикл, т. е. с момента покупки до списания или продажи с учетом их

приобретения за счет собственных средств, по лизингу или в кредит;

2) оценить уровень качества автомобилей и их агрегатов;

3) оценить конкурентоспособность автомобилей и их агрегатов;

4) моделировать уровень экономической эффективности, качества и конкурентоспособности автомобилей.

В целях обеспечения объективности оценки сравниваемых автомобилей в "Авто-инвест" реализованы следующие принципы: оценка ведется с позиции потребителя; для всех сравниваемых автомобилей принимаются одинаковые условия эксплуатации; в качестве конку-

рентов выбираются автомобили одного класса; доходы и расходы рассчитываются с учетом инфляции; денежные потоки дисконтируются; учитывается снижение технико-экономических параметров автомобилей по мере их старения; оценка экономической эффективности ведется с учетом схемы их приобретения; затраты на капитальный ремонт учитываются за тот период, в котором они осуществляются; эксплуатационные затраты автомобилей рассчитываются по формулам, учитывающим физический процесс транспортной деятельности и рыночные реалии в сфере транспортных услуг; денежные потоки формируются по правилам бухгалтерского учета транспортной деятельности; в денежный поток входят все налоги, предусмотренные налоговым Кодексом РФ в сфере транспорта; оценки экономической эффективности для предприятий и предпринимателей без образования юридического лица ведутся по разным программам.

Для расчета производительности и эксплуатационных затрат автомобиля с учетом его старения в программе использованы формулы, обоснованные в работе [2].

По описанному методу с применением прикладной программы "Авто-инвест" в разные годы была проведена оценка экономической эффективности в эксплуатации автомобилей разных типов (табл. 2). При расчетах условия эксплуатации для всех ГА одного типа были приняты одинаковыми. Срок службы автомобилей при расчетах был принят равным восьми годам. В конце срока эксплуатации автомобили реализуются по остаточной стоимости, что учитывается при расчете денежных потоков.

Результаты расчета экономической эффективности развозных автомобилей показывают, что для потреби-

теля наиболее эффективным является ГАЗ-3307. ЧТС данного автомобиля существенно больше, чем у аналогов, он окупается раньше их. Используя данные табл. 2, потребитель может выбрать наиболее эффективный грузовой автомобиль, а производитель — принять меры по повышению экономических показателей проектируемой или производимой модели.

Оценка нового автомобиля на ранних этапах проектирования снижает риск возможных потерь в будущем. Необходимо принимать рациональные конструктивные решения уже при разработке технического задания, что предприятию обойдется гораздо дешевле, чем исправление упущений на стадии серийного производства. Приведенный метод позволяет производителю на самых ранних этапах проектирования автомобиля оценить его экономическую эффективность, спрогнозировать рост капитала фирмы от освоения производства нового автомобиля, прибыльность вложенного капитала.

Таким образом, приведенный метод позволяет объективно оценить экономическую эффективность грузовых автомобилей в эксплуатации, смоделировать ее уровень при разработке новой модели. Достоинство метода состоит в том, что он учитывает весь жизненный цикл автомобиля, интересы участников производства и эксплуатации автомобиля, а также государства.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Методические** рекомендации по оценке эффективности инвестиционных проектов / Рук. авт. кол.: Коссов В. В., Лившиц В. Н., Шахназаров А. Г. М.: ОАО НПО "Изд-во "Экономика", 2000. 421 с.
2. **Фасхиев Х. А., Костин И. М.** Технико-экономическая оценка грузовых автомобилей при разработке. Набережные Челны: Изд-во КамПИ, 2002. 480 с.

---

### ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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



# ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 664.647.3

А. Н. ОСТРИКОВ, д-р техн. наук, Ф. Н. ВЕРТЯКОВ, канд. техн. наук, А. Н. ВЕРЕТЕННИКОВ, С. В. ДОРОХИН  
(Воронежская государственная технологическая академия)

## Перспективная установка для производства концентрированных фруктовых и овощных пюре

Разработана двухстадийная технология производства концентрированных фруктовых и овощных пюре, для реализации которой предлагается перспективная конструкция промышленной установки.

A two-stage production engineering of concentrated fruit and vegetable puree has been elaborated, for realization of which a prospective design of industrial facility is proposed.

Производимые в настоящее время пюреобразные фруктовые и овощные концентраты (повидло, джемы, кетчупы, аджики, пасты и т. п.), которые находят широкое применение в хлебопекарной, кондитерской, пищевых концентратов, консервной и других отраслях промышленности, имеют невысокие показатели из-за использования "жестких" температурных режимов обработки и значительной продолжительности процесса. Их отличает высокая себестоимость, обусловленная наличием значительных отходов и высокими энергозатратами на производство [1].

Для устранения этих недостатков была разработана двухстадийная технология производства концентрированных фруктовых и овощных пюре [2], которая заключается в том, что вначале предварительно вымытое, очищенное от семян и косточек фруктовое или овощное сырье (яблоки, персики, абрикосы, клубника, томаты и т. д.) подвергают двукратному измельчению: предварительному измельчению сырья на шнековом измельчителе и затем на колloidной мельнице до конечного размера частиц  $0,3 \div 0,5$  мм. Далее измельченное пюре нагревают в автоклаве до температуры  $125 \div 250$  °C при давлении 0,45 МПа.

На первой стадии процесса пюре распыляется с помощью струйной форсунки в вакуум-камере, в которой с помощью вакуум-насоса поддерживается разряжение  $4 \div 7$  кПа. В результате резких перепадов температуры и давления происходит мелкодиспергированное распыление продукта, сопровождающееся мгновенным испарением влаги, содержащейся в пюре в перегретом состоянии. При этом полученное пюре частично подсушивается в результате сброса давления и испарения образующихся водяных паров из вакуум-камеры. Был подобран рациональный гидродинамический режим распыления пюре, обеспечивающий протекание процесса выпаривания при оптимальных температурных

режимах, исключающих разложение термолабильных веществ пюре.

На второй стадии процесса выпаривания капельки пюре достигают вертикальной стенки вакуум-камеры и оседают на ней, образуя пленку продукта, постепенно (по мере увеличения ее толщины) сдвигающуюся вниз под действием силы тяжести. Так как внутренняя стена вакуум-камеры оборудована подогревом, стекающая вниз пленка пюре нагревается до температуры кипения при данной величине разряжения. Таким образом, на второй стадии при достижении температуры кипения происходит выпаривание влаги из пюре до установления заданной влажности.

В результате проведенных испытаний был исследован характер изменения баротермического режима в вакуум-камере при разных режимах распыления пюре и получены основные кинетические зависимости, которые легли в основу выбора рациональных технологических режимов.

Процесс выпаривания плодово-овощного сырья методом сброса давления исследовали на опытно-промышленной установке, включающей автоклав, вакуум-камеру, конденсатор, измерительные емкости для конденсата и вакуум-насос (рис. 1). Внутренняя поверхность вакуум-камеры обогревается водой. Вакуум-камера имеет смотровое окно для визуального контроля за протеканием процесса обезвоживания сырья. Над вакуум-камерой установлен автоклав, который соединен трубопроводом с форсункой, установленной на верхней крышке вакуум-камеры.

Разработанная система контроля за процессом обезвоживания плодово-овощного сырья предназначена для автоматического измерения, регистрации температуры и давления в вакуум-камере, а также управления и регулирования температуры нагрева стенок вакуум-камеры.

Проведенные исследования позволили разработать конструкцию промышленной установки для получения концентрированных фруктовых и овощных пюре (рис. 2, а, см. на обложке), которая представляет собой цилиндроконический корпус 1 с эллиптической крышкой 2. По оси крышки расположена трубка 3 с распылительной форсункой 4 для ввода исходного продукта. На крышке имеются два патрубка 5 для соединения с вакуум-насосом. Над форсункой 4 установлен конусо-

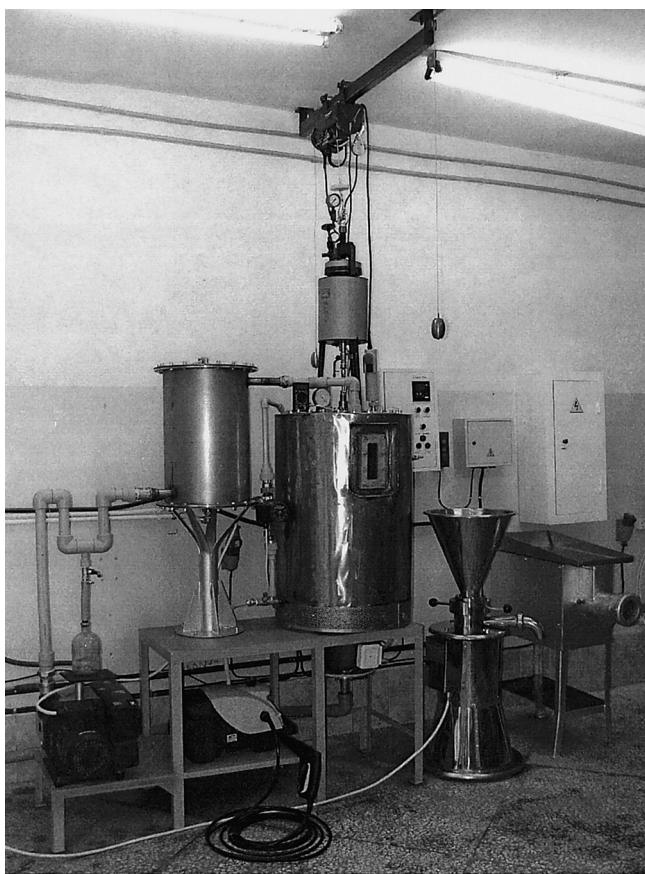


Рис. 1. Общий вид опытно-промышленной установки для производства концентрированных фруктовых и овощных пюре

образный сепаратор 6 для улавливания мельчайших капель продукта, уносимых испаряемыми водяными парами через патрубки 5.

В корпусе 1 соосно друг под другом установлены полые спиралевидные направляющие 7, выполненные по винтовой линии в виде отдельных витков, смешенных относительно друг друга в горизонтальной плоскости. Направляющие 7 последовательно соединены трубками 8 для подачи теплоносителя, которые расположены снаружи корпуса 1 (рис. 2, б, см. на обложке). Отработавший теплоноситель удаляется через верхний конец последней (самой верхней) направляющей 7. По оси корпуса 1 расположен вертикальный вращающийся вал 9, на котором с шагом, равным расстоянию между отдельными витками направляющих 7, шарнирно закреплены штанги 10 (рис. 2, в, г, см. на обложке).

Вал 9 имеет регулируемый привод. Узел 12 служит для шарнирного крепления пяти штанг 10 к валу 9, концы 18 штанг 10 входят в паз копира 11. Коническая крышка предотвращает попадание распыляемых частиц пюреобразного продукта на узел 12. Штанги 10 снабжены пружинными амортизаторами 13. Каждый амортизатор соединен со своей функциональной по назначению и отличной по конструкции лопастью. На первой по ходу вращения штанге 10 установлена разравнивающая лопасть 14, на второй и третьей — перемешивающие лопасти 15, на четвертой и пятой — счищающие

лопасти 16 и 17 (см. рис. 2, г, см. на обложке). Нижние кромки лопастей 14, 15 и 17 контактируют с поверхностью полых направляющих 7. Счищающая лопасть 16 предназначена для перемещения верхнего слоя продукта по направляющей 7, поэтому ее нижняя кромка не касается поверхности направляющей. Счищающая лопасть 17 предназначена для перемещения нижнего слоя продукта по направляющей 7, поэтому ее нижняя кромка контактирует с поверхностью направляющей. Перемешивающие 15 и разравнивающие 14 лопасти имеют П-образную каркасную форму, т. е. они выполнены с разными по конструкции передней и задней стенками, имеют разные профили продольного сечения и зазоры заданной величины с направляющими 7. Передняя по ходу вращения стенка 20 перемешивающих лопастей 15 имеет сквозные конические отверстия 22, диаметр которых постепенно увеличивается снизу вверх. Коническая форма этих отверстий способствует лучшей турбулизации и перемешиванию обрабатываемого слоя продукта. Задняя по ходу вращения стенка перемешивающих лопастей 15 снабжена набором вертикальных волновых вставок 21.

Направляющие 7 с копирами 11 смешены относительно друг друга внутри корпуса 1 так, чтобы продукт с верхней направляющей перемещался на нижнюю направляющую, продвигаясь по винтовой траектории к коническому днищу для выгрузки из корпуса 1 через выгрузочный патрубок 23.

Установка работает следующим образом. Включается привод вакуум-насоса (не показан), соединенного с патрубками 5, после того, как внутри установки создается заданное разряжение. Одновременно в нижнюю трубку 8, соединенную с нижним концом самой последней полой спиралевидной направляющей 7, подается свежий теплоноситель. Так как трубы 8 последовательно соединяют все направляющие 7, то горячий теплоноситель, проходя по ним, нагревает их рабочие поверхности до заданной температуры. Отработавший теплоноситель удаляется через верхний конец последней (самой верхней) направляющей. Затем в корпус 1 через питающую трубку 3 с распылительной форсункой 4 под давлением подается исходный продукт.

После выхода пюреобразной массы из распылительной форсунки 4 в корпус 1 в результате резкого перепада давления происходит мгновенное испарение влаги. При этом масса частично подсушивается в результате сброса давления и удаления образующихся паров из корпуса через патрубки 5. Испаряющиеся водяные пары захватывают с собой мельчайшие частицы продукта, которые улавливаются сепаратором 6. Частицы продукта собираются на поверхности сепаратора, укрупняются, затем падают вниз на поверхность полых спиралевидных направляющих. При этом включается привод, сообщающий вертикальному валу 9 с закрепленными на нем штангами 10 и расположенными на них разравнивающими 14, перемешивающими 15 и счищающими 16 и 17 лопастями вращение.

Частично подсушенная пюреобразная масса собирается на поверхности первой по ходу движения продукта (верхней) спиралевидной направляющей 7. Разравни-

вающие лопасти 14 равномерно распределяют слой продукта по всей поверхности спиралевидной направляющей, перемешивающие лопасти 15 равномерно перемешивают массу для выравнивания температуры по всему объему слоя и предотвращения ее пригорания, считывающие лопасти 16 и 17 перемещают продукт по поверхности направляющей и смещают его с верхней направляющей 7 на расположенную ниже направляющую.

Таким образом, перемещаясь последовательно по нагретым поверхностям направляющих 7, пюреобразная масса продвигается по винтовой траектории к коническому днищу для выгрузки из корпуса 1.

Лопасти 14, 15, 16 и 17, двигаясь по винтовой линии в направлении вращения вертикального вала, благодаря соответствующей траектории копиров 11 обеспечивают равномерное последовательное перемещение продукта с верхней направляющей на нижние. С нижней направляющей продукт падает на коническое днище и продвигается к выгрузочному патрубку 23. При дальнейшем вращении концы 18 штанг 10, перемещаясь в пазах копиров 11 по винтовой линии, возвращают все лопасти в исходное положение.

Продолжительность и температура выпаривания подбираются в зависимости от вида плодов и степени их зрелости. Продолжительность выпаривания регулируется частотой вращения вертикального вала 9, а тем-

пература выпаривания — температурой и расходом теплоносителя, подаваемого в трубы 8. Готовое овощное или фруктовое пюре заданной влажности выгружают через патрубок в шлюзовую камеру.

Предложенная установка для получения концентрированных фруктовых и овощных пюре позволит: повысить качество готовой продукции вследствие исключения многоэтапной и продолжительной обработки продукта и использования пониженных температур кипения благодаря применению вакуума; снизить материальные затраты в результате устранения вспомогательных и перегрузочных операций; интенсифицировать процесс получения готового продукта благодаря использованию рационального перемешивания и перемещения продукта сверху вниз при оптимальном температурном режиме; повысить производительность в результате перехода на непрерывный режим работы.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Технология консервирования плодов, овощей, мяса и рыбы / Под ред. Б. Л. Фламенбаума. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Колос, 1993. 320 с.

2. Вертиков Ф. Н., Остриков А. Н., Магометов Г. О. Новая технология производства пюреобразных фруктовых концентратов // Материалы IV междунар. науч.-практ. конф. "Потребительский рынок: качество и безопасность товаров и услуг". Орел: ОрелГТУ, 2007. С. 467, 468.

УДК 629.113

Г. И. МАМИТИ, д-р техн. наук, С. Х. ПЛИЕВ, канд. техн. наук  
(Горский государственный аграрный университет, г. Владикавказ)

## Формирование оптимальной устойчивости колесной машины на стадии проектирования

Впервые получено условие недопущения опрокидывания автомобиля до наступления заноса.

For the first time the condition of non-admission of the automobile turnover before than the sideslip will occur has been obtained.

Колесная машина может потерять устойчивость как при прямолинейном движении, так и при повороте. Наиболее вероятной и частой является потеря устойчивости на повороте. По сравнению с автомобилем (квадроцикл), трехколесный мотоцикл (трицикл) менее устойчив, отсутствует кабина — основной элемент пассивной безопасности колесной машины. Поэтому мотоциклист и его пассажир являются наиболее уязвимыми и незащищенными участниками дорожного движения. Вместе с тем квадроциклы в силу своей более высокой изначальной устойчивости способны проходить криволинейные участки дороги с большими скоростями, чем трициклы, обладающие изначально меньшей устойчивостью. В связи с этим особую актуальность приобретают работы, которые могут стать основой повышения пассивной безопасности квадро- и трициклов в результате выбора рациональных конструктивных параметров на стадии проектирования.

Итак, наиболее опасным режимом движения колесной машины является движение на повороте [1], при котором может произойти занос (боковое скольжение колес машины) или ее опрокидывание, вызываемые возникающей во время поворота машины центробежной силой инерции.

Рассматривая отдельно занос и опрокидывание колесной машины, можно заметить:

занос, если он не заканчивается опрокидыванием из-за встретившихся препятствий или выходом на полосу встречного движения и последующим столкновением с встречным транспортом, не представляет опасности для людей, грузов, машины и дорожных сооружений;

опрокидывание приводит, как правило, к тяжким последствиям как для людей, так и для сохранности машины, перевозимых грузов и дорожных сооружений.

Сравнение последствий заноса и опрокидывания показывает, что опрокидывание неизбежно приводит к материальным потерям, иногда к увечьям и смерти людей, тогда как боковое скольжение может завершиться благополучно. Отсюда следует, что для обеспечения безопасного движения колесной машины необходимо, чтобы в ее конструкцию были заложены параметры, не допускающие ее опрокидывания до наступления боко-

вого скольжения, так как опрокидывание приводит к более тяжелым последствиям, т. е. из двух возможных зол, которые могут произойти, надо выбрать наименьшее.

Следует особо отметить, что занос можно устраниТЬ, сбросив скорость колесной машины, и если боковое скольжение начинается раньше опрокидывания, то это в какой-то степени служит сигналом для принятия мер по его устранению и недопущению последующего опрокидывания.

В работе [1] получено выражение для отношения критических скоростей заноса  $V_3$  и опрокидывания  $V_0$  автомобиля:

$$V_3/V_0 = \sqrt{2\varphi_y h/B}, \quad (1)$$

где  $\varphi_y$  — коэффициент поперечного сцепления шин с дорогой;  $h$  — высота расположения центра масс автомобиля;  $B$  — колея колес автомобиля.

Из соотношения (1) видно, что потеря устойчивости автомобиля зависит от трех параметров —  $\varphi_y$ ,  $h$  и  $B$ , при чем увеличение  $\varphi_y$  и  $h$  приводит к увеличению отношения  $V_3/V_0$ , увеличение  $B$  — к уменьшению  $V_3/V_0$ .

В случае, если  $V_3/V_0 < 1$ , происходит занос автомобиля, если  $V_3/V_0 > 1$  — опрокидывание, если же  $V_3/V_0 = 1$ , то критические скорости по заносу и опрокидыванию совпадают и зависимость между указанными выше тремя параметрами выразится как

$$B = 2\varphi_y h. \quad (2)$$

Формула (2) может быть принята за основу для определения минимального значения колеи колес автомобиля. Для этого в выражение (2) следует подставить максимально возможное значение коэффициента  $\varphi_y$  поперечного сцепления шин с дорогой, которое не может быть больше единицы.

Таким образом, для обеспечения потенциальной устойчивости автомобиля необходимо, чтобы колея колес автомобиля была

$$B > 2h. \quad (3)$$

Следует заметить, что в специальной литературе аргументированных рекомендаций по выбору колеи колес автомобиля нет.

Соблюдение неравенства (3) является условием наступления заноса, предшествующего опрокидыванию автомобиля, который можно обеспечить при проектировании, пользуясь при выборе колеи автомобиля полученным соотношением.

В работе [1] получено также выражение для отношения критических скоростей по заносу  $V_3$  и опрокидыванию  $V_0$  трицикла с передним управляемым колесом:

$$V_3/V_0 = \sqrt{\varphi_y h/(a \sin \alpha)}, \quad (4)$$

где  $\varphi_y$  — коэффициент поперечного сцепления шин с опорной поверхностью;  $h$  — высота расположения центра масс трицикла;  $a$  — продольное расстояние от центра масс до оси переднего колеса трицикла;  $\alpha = \arctg B/2L$  — угол, определяемый колеей  $B$  и базой  $L$  трицикла.

Из соотношения (4) вытекает, что потеря устойчивости трицикла зависит от пяти параметров —  $\varphi_y$ ,  $a$ ,  $h$ ,  $L$

и  $B$ , причем увеличение  $\varphi_y$ ,  $L$  и  $h$  приводит к увеличению отношения  $V_3/V_0$ , а увеличение  $a$  и  $B$  — к уменьшению  $V_3/V_0$ .

Как установлено [2], желательно, чтобы  $V_3$  было меньше  $V_0$ . Тогда, в случае, если  $V_3/V_0 < 1$ , происходит занос трицикла, если  $V_3/V_0 > 1$  — опрокидывание, если же  $V_3/V_0 = 1$ , то критические скорости по заносу и опрокидыванию совпадают, и зависимость между указанными выше пятью параметрами выразится как

$$a \sin \alpha = \varphi_y h. \quad (5)$$

Формула (5) может быть принята за основу выбора оптимальных параметров трицикла, обеспечивающих наступление заноса до начала его опрокидывания. Однако в том виде, в каком записано выражение (5), затруднен выбор требуемых параметров трицикла, так как оно не содержит в явном виде двух важных параметров —  $L$  и  $B$ . Переписав его, найдем:

$$\arctg \left( \frac{B}{2L} \right) = \varphi_y h. \quad (6)$$

Для практического использования формулы (6) в нее следует подставить максимально возможное значение коэффициента  $\varphi_y$  поперечного сцепления шин с дорогой, которое не может быть больше единицы. Тогда выражение (6) для случая  $V_3/V_0 < 1$  запишется в виде

$$\arctg \left( \frac{B}{2L} \right) > \frac{h}{a}. \quad (7)$$

Соблюдение неравенства (7) является условием недопущения опрокидывания трицикла до наступления заноса.

Аналогичным образом можно получить неравенства, обеспечивающие  $V_3 < V_0$  для трицикла с двумя передними колесами и задним управляемым колесом и трицикла с одним задним колесом и двумя управляемыми передними колесами.

Самые последние исследования [2, 3] показали, что для достижения максимально возможной потенциальной устойчивости применительно к квадро- и трициклу необходимо на стадии проектирования воспользоваться неравенствами (3) и (7) для определения оптимальных параметров, обеспечивающих совокупный учет критических скоростей и поворачиваемости колесных машин таким образом, чтобы создавалась недостаточная поворачиваемость при частичной нагрузке и нейтральная — при полной нагрузке машины.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Потеря устойчивости колесной машины на повороте / Г. И. Мамит, М. С. Льянов, С. Х. Плиев, А. Е. Гагкуев // Вестник машиностроения. 2007. № 12. С. 29–30.
- Мамит Г. И., Плиев С. Х., Гагкуев А. Е. Выбор колеи колес автомобиля для обеспечения его потенциальной устойчивости по опрокидыванию // Изв. ФГОУ ВПО "Горский государственный аграрный университет". Науч.-теор. журнал. Т. 45. Ч. 1. Владикавказ: 2008.
- Влияние поворачиваемости автомобиля на устойчивость движения / Г. И. Мамит, М. С. Льянов, С. Х. Плиев, А. Е. Гагкуев // Изв. ФГОУ ВПО "Горский государственный аграрный университет". Науч.-теор. журнал. Т. 45. Ч. 1. Владикавказ: 2008.

Е. В. БАХТАМОВ, А. М. ВОРОНИН, С. В. ГОРИН, д-р техн. наук  
(СЕВМАШВТУЗ, г. Северодвинск)

## Гидродинамический шум в системах забортной воды атомных энергетических установок

Представлены результаты виброакустических исследований стеновой модели четвертого контура атомной энергетической установки. Показано, что спектrogramма уровней гидродинамического шума представляет собой сплошной спектр, на фоне которого имеются ярко выраженные дискретные составляющие. Основной вклад в формирование уровней шума и вибрации вносят центробежный насос и дроссельные шайбы. Даны рекомендации по минимизации уровней гидродинамического шума в таких системах. Результаты исследований могут быть использованы при проектировании стационарных и плавучих атомных станций, а также других энергетических установок.

Results of vibroacoustic investigations of the test bench model of fourth contour of nuclear power facility have been presented. It was demonstrated that spectrogram of hydrodynamic noise levels represents a continuous spectrum, against a background of which the pronounced discrete components occur. It has been stated that the centrifugal pump and throttling orifices are main sources of noise and vibration. Recommendations on the hydrodynamic noise minimization in these systems are given. The results obtained may be used at design of stationary and floating nuclear power plants and also others power facilities.

Программой развития атомной энергетики России наряду со стационарными АЭС предусмотрено строительство плавучих атомных теплоэлектростанций малой мощности (ПАТЭС ММ). На станциях будут использованы ледокольные атомные энергетические установки, проверенные временем и показавшие высокие надежность и безопасность. Тем не менее общественная экспертиза проекта ПАТЭС ММ выявила ряд недостатков [1], влияющих на безопасность станций и выдала рекомендации разработчикам для их устранения. Однако ни в самом проекте, ни в замечаниях к нему не было уделено должного внимания вопросам вибрации и шума.

Первая ПАТЭС ММ проекта 20870 с реакторной установкой КЛТ-40С заложена на ФГУП ПО "Севмаш" в г. Северодвинске. Последующие станции планируется эксплуатировать в отдаленных населенных пунктах северных регионов Сибири. В случае успешной реализации проекта предполагается их экспорт в страны тихоокеанского региона и другие районы мира, в том числе в страны Ближнего Востока, где существуют проблемы с пресной водой, которую в достаточных объемах можно получать на оросительных установках, созданных на базе ПАТЭС ММ.

Для обеспечения требуемых теплофизических параметров при работе энергетической установки в забортных системах циркуляционных трасс и четвертого контура должен быть установлен расход забортной воды, необходимый при данной ее температуре. Обычно такие работы выполняются на этапе пусконаладочных работ путем установки в трубопроводы дроссельных шайб, которые создают дополнительное гидравлическое сопротивление и снижают расход охлаждающей воды.

Учитывая географию предполагаемого расположения ПАТЭС ММ, разница в температуре забортной воды будет достигать 30 °C и более. Следовательно, при принятом техническом проекте, в котором для всех станций предусматриваются одинаковые насосы, возникает необходимость в использовании дроссельных шайб с широким диапазоном гидравли-

ческих сопротивлений. Дроссельные шайбы при обтекании скоростным потоком будут генерировать гидродинамический шум и вибрацию.

Шум и вибрация негативно сказываются не только на работоспособности персонала станций, но и на геоэкологии. Особенно это касается гидродинамического шума в акватории расположения ПАТЭС ММ, высокие уровни которого могут привести к миграции рыб и птиц из мест их традиционного обитания.

Для качественной оценки вклада дроссельных шайб в общий уровень гидродинамического шума были проведены виброакустические испытания на гидродинамическом стенде (рис. 1) — аналоге реальной гидравлической системы [2]. Источником колебаний являлся циркуляционный насос 1 марки ЦН-104, частоту вращения которого, а значит и скорость потока рабочей среды, можно плавно регулировать от 500 до 3000 мин<sup>-1</sup>. В состав стенда входили также: емкость 2 объемом 5 м<sup>3</sup> с клапаном 3 вентиляции воздуха, бак 4 подпитки, трубопровод 5 ( $D_y = 150$  мм), невозвратные клапаны 6. Система подпитки состояла из трубок 7, ручного 8 и плунжерного 9 насосов. Рабочей средой служила пресная вода. Дроссельные шайбы устанавливали во фланцевом соединении 10.

Виброакустические испытания проводили с использованием датчиков и приборов фирмы Брюль и Кьер (Дания). Для измерения уровней вибрации и пульсаций давления использовали акселерометры типа 4369 и миниатюрные гидрофоны типа 8103, которые устанавливали вне потока воды в специальных бобышках, вваренных в стекки труб стендса. Запись, анализ и регистрацию уровней вибрации и пульсаций давления осуществляли с помощью комплекта аппаратуры: предварительных

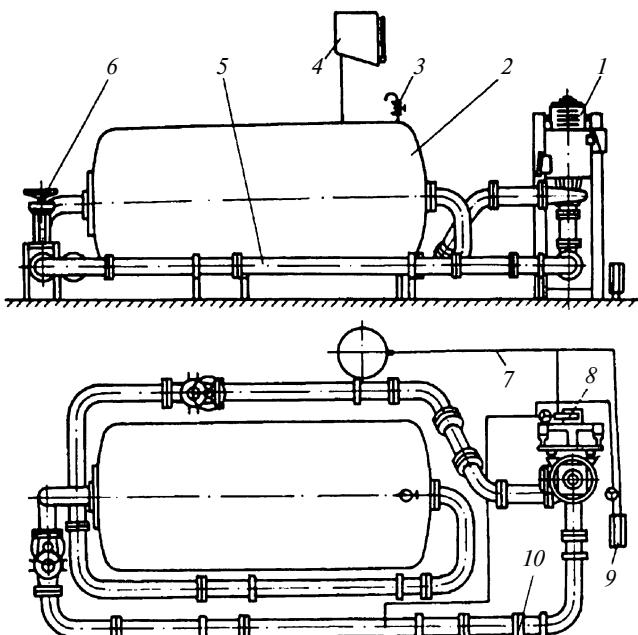


Рис. 1

усилителей типа 2635, анализаторов уровней узкополосного типа 2031, самописца уровней типа 2308.

Для исключения влияния неконтролируемых пузырьков газа и полостей с воздухом на результаты виброакустических испытаний после каждого монтажа дроссельных шайб производили прокачку воды в стенде и выпуск воздуха из системы через клапан 3 вентиляции. Затем в системе создавали избыточное давление до 0,2 МПа, которое выдерживалось в тече-

ние суток, что позволяло растворять воздушные включения в труднодоступных местах.

Во время пусконаладочных работ для обеспечения требуемых теплофизических характеристик энергетических установок уточняют расход охлаждающей воды в четвертом контуре, для чего подбирают такой диаметр дроссельной шайбы, чтобы после ее установки в трубопровод получить оптимальный расход воды в контуре. В зависимости от температуры забортной воды диапазон необходимых диаметров может быть широким. Поэтому испытания на стенде — аналоге четвертого контура проводили как с классическими дроссельными шайбами, имеющими центральное отверстие диаметром 42, 68, 78, 84 и 90 мм, так и с дроссельной шайбой с равномерно распределенными по площади 40 отверстиями диаметром 15 мм каждое (рис. 2).

На рис. 3 показана спектрограмма пульсаций давления жидкости в трубопроводной системе ( $D_y = 150$  мм) с центробежным лопастным насосом. В формировании уровней гидродинамического шума принимают участие все без исключения элементы гидравлического тракта. Вклад каждого из элементов характеризуется своим частотным диапазоном и интенсивностью. В рассматриваемом случае, характерном для большинства систем, наиболее значимыми источниками колебаний являются насосы. В спектре колебаний ярко выражены оборотная частота  $f_{об}$ , лопастная частота  $f_l$  и их гармоники. Установка в трубопроводную систему дроссельных шайб приводила как к росту уровней гидродинамического шума и вибрации по широкому спектру частот, так и к появлению в спектре дискретных составляющих. Так, интенсивная составляющая колебаний на частоте  $f_{ш}$  обусловлена обтеканием дроссельной шайбы потоком рабочей среды. Причем уровни шума на оборотных  $f_{об}$  и лопастных  $f_l$  частотах самого насоса.

Если в процессе эксплуатации энергетической установки возможно изменение режимов ее работы, то будут меняться и частотные составляющие спектра. На рис. 4 показаны фрагменты спектрограмм гидродинамического шума, обусловленные работой дроссельной шайбы при разных перепадах давления рабочей среды на дроссельной шайбе (скорости потока). Так, при перепаде давления на шайбе, равном 70 кПа, в спектре колебаний на частоте  $f_{ш} = 1155$  Гц имеется явно выраженная дискретная составляющая. При уменьшении скорости потока и соответствующем этому снижении перепада давления до 30 кПа дискретная составляющая спектра перемещается в область более низких частот и становится равной  $f_{ш} = 985$  Гц, а при достижении скорости потока, которой соответствует перепад давления на дроссельной шайбе, равный 20 кПа, дискретная составляющая в спектре колебаний отсутствует.

Результаты проведенных исследований говорят о том, что в техническом проекте целесообразно в системе четвертого контура предусмотреть установку циркуляционных насосов с различными напорно-расходными характеристиками, зависящими от того, где будет эксплуатироваться ПАТЭС ММ (в северных или южных широтах). Напорно-расходные характеристики насоса должны быть такими, чтобы исключить большие перепады давления на дроссельных шайбах. Реализация данного мероприятия наряду с другими рекомендациями по доработке технического проекта позволит улучшить виброакустические характеристики и повысить экологическую безопасность при эксплуатации ПАТЭС ММ.

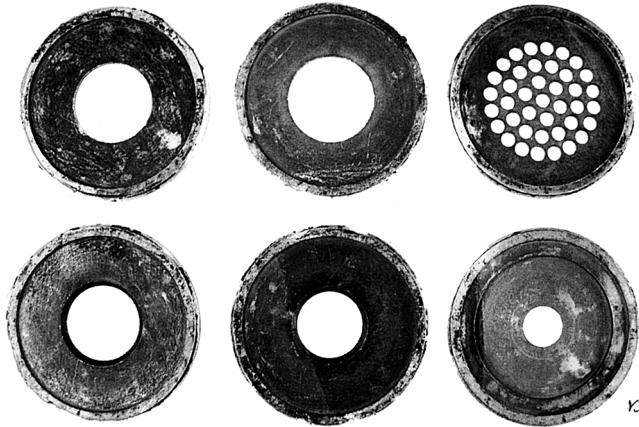


Рис. 2

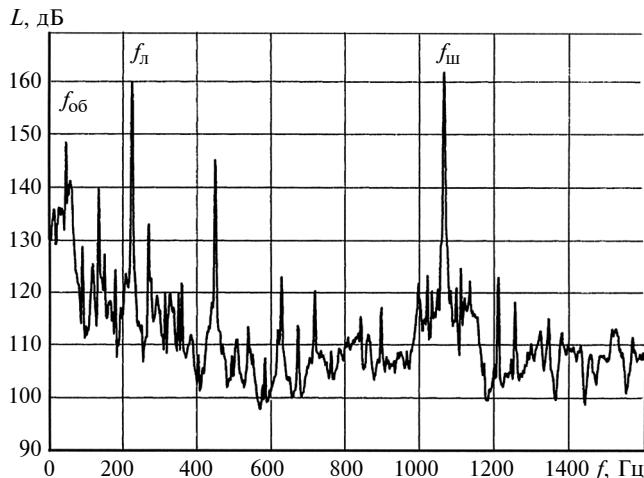


Рис. 3

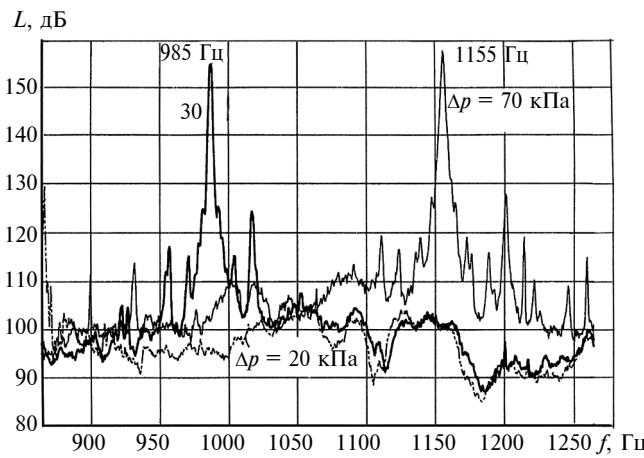


Рис. 4

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кузнецов В. М., Назаров А. Г. Радиационное наследие холодной войны. М.: Ключ-С, 2006. 720 с.
2. Лычаков А. И., Горин С. В. Стенд для исследования динамики трубопроводов гидравлических систем. Архангельск: ЦНТИ, № 290—83.

УДК [629.424.1 + 621.436].000.93

П. А. ШЕЛЕСТ, канд. техн. наук (Москва)

## А. Н. Шелест — пионер тепловозостроения



Фото 1. Профессор Алексей Несторович Шелест (1878—1954)

19 апреля 1948 г. в актовом зале МВТУ им. Н. Э. Баумана состоялось расширенное заседание ученого совета, посвященное торжественной дате — 70-летию профессора А. Н. Шелеста (фото 1). По этому поводу был зачитан приказ № 527 от 16 апреля 1948 г. министра высшего образования СССР С. Кафтanova, в котором отмечалась плодотворная 50-летняя инженерно-техническая и научно-педагогическая деятельность заслуженного деятеля науки и техники, лауреата Сталинской премии, доктора технических наук, профессора А. Н. Шелеста и объявлялась ему благодарность. Доклад о жизни и творческом пути юбиляра был сделан деканом факультета, доктором технических наук, профессором Н. В. Воробьевым. В адрес юбиляра было направлено много адресов и приветствий, которые сейчас хранятся в Российском государственном архиве экономики в Москве.

А началось все весной 1912 г., когда студент-дипломник Императорского Технического Училища (ИТУ) А. Н. Шелест приступил к разработке своего оригинального локомотива. Его руководителем стал директор ИТУ (в будущем МВТУ) профессор В. И. Гриневецкий, который был крупнейшим специалистом по двигателям внутреннего сгорания. Три года трудился студент над своим проектом и за это время сделал два изобретения, на которые в 1915 г. получил два патента, подтверждавших новизну его идеи.

Первым был патент царской России № 28189 под названием "Локомотив с двигателем внутреннего сгорания (тепловоз)", вторым — патент из Англии № 5381,

который назывался "Локомотив, работающий продуктами сгорания под давлением" с приоритетом от 1914 г.

В новом тепловозе необычным был двигатель системы А. Н. Шелеста, который состоял из двух машин: генератора сжатых газов и рабочей расширительной машины поршневого или турбинного типа, в которой сжатый генерированный газ расширялся от атмосферного давления. Генератор сжатых газов, в свою очередь, состоял из поршневого компрессора и двигателя внутреннего сгорания (ДВС), соединенных между собой общим коленчатым валом. Вся мощность ДВС расходовалась на привод компрессора. Сжатый воздух из компрессора подавался в цилиндр двигателя, который мог быть как двух-, так и четырехтактным. При четырехтактном двигателе весь процесс в нем осуществляется за два оборота коленчатого вала. За это время цилиндр компрессора дважды подает воздух в цилиндр двигателя. Итак, процесс генерации сжатых газов определяется двумя индикаторными диаграммами: компрессора и четырехтактного двигателя. Поскольку вся работа ДВС расходуется на привод компрессора, то баланс работ может быть записан в виде:  $A_k i_k = (A_d - A_{n.p.}) \eta_d \eta_k i_d$ , где  $A_k$  — работа, определяемая индикаторной диаграммой компрессора;  $A_d$  — полезная работа, определяемая индикаторной диаграммой двигателя;  $A_{n.p.}$  — насосные потери четырехтактного двигателя с учетом сжатия газа от давления, которые имеет воздух после компрессора, до давления генерированных газов;  $\eta_d$ ,  $\eta_k$  — механические КПД двигателя и компрессора;  $i_d$ ,  $i_k$  — числа цилиндров двигателя и компрессора.

При применении двухтактного генератора газов формула баланса упрощается:  $A_k i_k = A_d \eta_d \eta_k i_d$ .

30 сентября 1915 г. А. Н. Шелест успешно защищает проект своего тепловоза, а через неделю профессор В. И. Гриневецкий рекомендует своего ученика преподавателем ИТУ, подчеркивая в рекомендации: "... Работа А. Н. Шелеста обратила на себя серьезное внимание в железнодорожных кругах и имеет серьезные шансы на практическое осуществление. Наряду с этим А. Н. Шелестом разработан вопрос о новейших типах локомотивов, конкурирующих с паровозами, и подготовлена к печати солидная работа на эту тему, содержащая обзор литературы, критику различных систем локомотивов, специальное исследование по тепловозу Зульцера и выяснение рациональных путей для создания тепловоза, наряду с критикой ряда предлагаемых тепловозов с различными передачами. По мнению руководителя, эта работа не только представляет большой интерес по новизне трактовки вопросов, но и характеризует А. Н. Шелеста как самостоятельную научную силу, обладающую кроме

этого очень ценным преимуществом большого практического опыта и серьезной технической зрелостью".

Предложение директора ИТУ было поддержано группой ведущих профессоров. В результате инженер-механик А. Н. Шелест был избран преподавателем ИТУ и уже через год получил разрешение на чтение нового курса "Тепловозы", хотя до постройки магистральных локомотивов такого типа оставалось еще восемь лет.

В начале XX века образовалось "Общество содействия научным открытиям и техническим изобретениям им. Христофора Семеновича Леденцова", который все свое состояние пожертвовал на развитие науки и техники в России. В это общество обратился Алексей Несторович за содействием. Экспертная комиссия, рассмотрев проект тепловоза А. Н. Шелеста, пришла к выводу, что этот локомотив отвечает всем требованиям железнодорожного транспорта, и рекомендовала обществу выделить деньги на постройку тепловоза в полном размере. Но наступил революционный 1917 г., полностью изменивший как политическую, так и экономическую ситуацию в России, разрушивший все старые денежные отношения.

После революции 1917 г. события развивались следующим образом. Весной 1918 г. Алексей Несторович перешел на работу в отдел проектирования новых паровозов комиссариата путей сообщения, так как МВТУ практически не работало: студенты митинговали, а преподавателям не платили зарплату. В конце мая состоялся первый съезд железнодорожников России, на котором В. И. Гриневецкий и А. Н. Шелест сделали доклады о тепловозах. Съезд принял решение поддержать изобретателей. Летом 1918 г. открылся новый экспериментальный Институт путей сообщения, куда и перешел на работу Алексей Несторович, так как в отделе проектирования новых паровозов не хотели проектировать тепловозы. В новом институте изобретателю удалось включить в план его работы постройку тепловоза. Однако началась Гражданская война, и Москва оказалась отрезанной от баз снабжения топливом. Топить паровозы было нечем, а торф в топке паровоза не горел. Нужно было срочно создавать новую конструкцию топки, и это дело было поручено возглавить А. Н. Шелесту. Для испытаний выделили паровоз и цепь состав грузовых вагонов. Все лето 1919 г. ездил Алексей Несторович вместе с бригадой экспериментаторов между Москвой и Савеловым. За это время были испытаны различные конструкции топок. Осенью А. Н. Шелест написал брошюру, посвященную переделке существующих паровозов для работы на торфе. Эта работа была в 1919 г. издана в виде бюллетеня № 5 Экспериментального института путей сообщения.

При встрече с наркомом путей сообщения Л. Б. Красиным Алексей Несторович передал ему эту работу. Леонид Борисович был хорошим инженером и высоко оценил этот труд. Пользуясь случаем, изобретатель подробно рассказал наркому о своем тепловозе, и тот обещал поддержать постройку такого локомотива как только представится возможность.

Весной 1920 г. Л. Б. Красин выезжает в Англию во главе специальной комиссии для восстановления дипломатических отношений между Россией и Англией. По дороге в Лондон он заключает договор со шведской

фирмой "Нидквист и Гольм" на поставку в Россию 1000 паровозов и одновременно договаривается с "Немецким паровозостроительным союзом" об изготовлении для России еще 700 паровозов. Из Лондона он посыпает в Москву телеграмму о необходимости прислать специалистов для решения всех вопросов, связанных с заказом паровозов в Швеции и Германии.

В июне 1920 г. из Москвы выезжает "Русская железнодорожная миссия" под руководством профессора Ю. В. Ломоносова в составе инженера В. Н. Фрэна и моих родителей — А. Н. Шелеста и Н. П. Шелест. Для оплаты всех расходов правительство выделило 60 т золота из государственных запасов. Миссия приехала в Стокгольм в конце июля и остановилась в одном из лучших отелей, используя один из номеров в качестве конторы миссии. Через несколько дней Миссия выехала на завод фирмы "Нидквист и Гольм", где договорились о строительстве паровоза серии Э, разработанного Луганским паровозостроительным заводом до Первой мировой войны. Вернувшись в Стокгольм, Ю. В. Ломоносов заторопился в Лондон для доклада Л. В. Красину, оставив своим заместителем А. Н. Шелеста, которому он передал многочисленные договоры со шведскими фирмами на поставку различного железнодорожного оборудования на общую сумму 8 млн шведских крон.

Ознакомившись с договорами, Алексей Несторович обратил внимание на то, что шведы такие же товары продают Германии значительно дешевле. Он решил, что можно устроить конкурс фирм, желающих получить наш заказ. Другие члены Миссии поддержали эту идею. На дверях конторы было вывешено объявление, что русский заказ получат те фирмы, которые при хорошем и скором выполнении сделают его по наименьшей стоимости. На следующий день перед этим объявлением толпились представители различных фирм. Через несколько дней все фирмы значительно снизили стоимость заказов. При общей стоимости всех заказов 8 млн шведских крон была получена экономия в 1 750 000 шведских крон, которая в дальнейшем была использована для заказа двух тепловозов в Германии и одного в Англии. В конце января 1922 г. Алексей Несторович, находившийся тогда в Вене, получил телеграмму от Ю. В. Ломоносова следующего содержания: "Председатель совнаркома приказал принять все меры к скорейшей постройке вашего тепловоза. Телеграфируйте мне ваши предложения по этому поводу". В конце 1922 г. изобретателя срочно вызвали в Москву. С собой он должен был привезти все расчеты и чертежи по своему тепловозу, которые не подлежали сдаче Миссии.

В конце января 1923 г. в Москве прошел первый съезд теплотехников России. На утреннем заседании был заслушан доклад о тепловозе А. Н. Шелеста, а на вечернем учебном рассказал присутствующим о трех своих работах, опубликованных за время его пребывания за границей на немецком языке: "Диссоциация газов" (1922 г.); "Теплоемкости газов и паров" (1922 г.); "Проблемы экономичных локомотивов" (1923 г.). Особенно подробно он остановился на своем труде "Теплоемкости газов и паров", в котором впервые был сформулирован новый физический закон теплоемкости: "При одной и той же температуре молекуляр-

ные теплоемкости всех тел природы изменяются прямо пропорционально числу атомов в молекуле". В решении съезда было выражено пожелание об издании всех трех книг докладчика на русском языке, однако в конце 1923 г. была издана только одна книга — "Проблемы экономичных локомотивов", которая стала первой в мире книгой о тепловозах.

В марте 1923 г. вопрос о строительстве тепловоза А. Н. Шелеста рассматривался на научном совете НКПС и после одобрения дела было передано в Госплан, а в апреле оно поступило для утверждения в Совет Народных Комиссаров. В постановлении СНК говорилось:

"1. В дополнение постановления Совета Народных Комиссаров от 31 октября 1922 г., протокол № 529, пункт Д, по заказу трех тепловозов за границей из отпущенной Российской железнодорожной миссии суммы 1750 тысяч шведских крон 1/3 (одна треть) в размере 583 333 шведских крон забронированывается для постройки и испытания тепловоза А. Н. Шелеста.

2. Возложить на А. Н. Шелеста всю ответственность за постройку и испытание тепловоза его системы с предоставлением А. Н. Шелесту, в пределах директив уполномоченного НКПС за границей, права приглашения необходимых в качестве консультантов научных сил Запада и СССР.

3. Сношения с научными силами Запада, а равно и фирмами по делу опытной постройки и испытания тепловоза за границей производятся с ведома уполномоченного НКПС, причем договор с фирмами утверждается только уполномоченным наркомпути за границей.

4. Оплата труда сотрудников А. Шелеста, а равно выдача премий отдельным лицам за скорое и хорошее выполнение тепловоза производится уполномоченным НКПС по представлению Шелеста.

5. Из кредиторов, отпущенных на постройку и испытание тепловоза А. Шелеста, деньги на издание работ, связанных с постройкой и опытами тепловоза, на русском и иностранных языках и проведение патентов за границей отпускаются уполномоченным НКПС в размере не более 20 тысяч шведских крон.

6. Обязать А. Шелеста давать ежемесячный отчет о ходе работ народному комиссару путей сообщения и уполномоченному Нарком — пути за границей".

В первых числах мая 1923 г. Алексей Несторович выехал в Берлин. Здесь выяснилось, что ни один из заводов Германии не берется за изготовление тепловоза с газовой турбиной при давлении сгорания 50 кг/см<sup>2</sup>. Техника того времени еще не была готова к созданию компрессора с такими высокими параметрами. Изобретателю пришлось вернуться к своему проекту тепловоза с поршневым генератором сжатых газов. По совету Л. Б. Красина А. Н. Шелест посыпал запрос на завод фирмы "Армстронг — Витворт", расположенный в Английском городе Ньюкастл-он-Тайн, о возможности изготовления тепловоза его конструкции. Получив положительный ответ, изобретатель едет на этот завод и доводит до сведения директора завода мистера Ли и главного конструктора мистера Чикина, что заказываемый тепловоз должен иметь мощность 1000 л. с. при максимальной скорости движения 50 км/ч и что главной

особенностью этого локомотива является механический генератор сжатых газов. Алексей Несторович подробно объяснил принцип действия генератора газов. Его слушатели были хорошими инженерами и разобрались в деталях конструкции. Был установлен срок изготовления тепловоза — четыре года. Изобретатель предложил начать строительство шестицилиндрового генератора газов только с одного отсека, чтобы после его доводки и испытания приступить к производству шестицилиндровой машины. Это предложение было принято.

Вскоре работа в конструкторском бюро закипела. Под руководством А. Н. Шелеста трудились по четыре русских и английских инженеров и восемь техников. Готовые рабочие чертежи были переданы в разные цеха для изготовления деталей конструкции, а в конструкторском бюро был выведен календарный план со сроками поступления каждой детали на сборку генератора в экспериментальный цех. К лету 1926 г. машина была собрана на стенде, и начались ее испытания.

В июне из Москвы прибыла комиссия из двух человек — профессора Б. М. Ошуркова и сопровождавшего его чекиста С. С. Терпугова. Они наблюдали за работой генератора сжатых газов в экспериментальном цехе целый рабочий день, а вечером сообщили дирекции завода, что работы по строительству тепловоза прекращаются. Хотя директор завода мистер Ли и А. Н. Шелест были не согласны с таким решением, члены комиссии на следующий же день уехали в Москву. Через несколько дней туда же выехал Алексей Несторович, с которым директор завода передал свой отзыв об изобретателе и его изобретении. В отзыве были такие строки: "В первый раз в своей жизни и своей практике я встретился с таким изобретателем, который ясно представляет свою машину еще в чертежах рабочего проекта. Мистер Шелест захватывает любой вопрос, возникающий при постройке тепловоза, необыкновенно широко и дает ему ясное и правильное толкование. На нашем заводе работали десятки разных изобретателей, в том числе изобретатель паровой турбины Парсонс, но такого изобретателя как мистер Шелест, мы не видели. Это не только мое мнение, но и мнение других инженеров завода".

В Москве мой отец по совету друзей решил ознакомить со своим тепловозом специалистов. С этой целью он делает доклад в Московском отделении Всесоюзной Ассоциации инженеров (ВАИ). На заседании присутствовали около 100 человек: профессора и преподаватели МВТУ, инженеры из других городов. Не было только профессора Б. М. Ошуркова, вместо которого явился чекист С. С. Терпугов. Алексей Несторович рассказал присутствовавшим об устройстве своего тепловоза и показал чертежи и индикаторные диаграммы, полученные при испытаниях генератора сжатых газов в Англии. Прения проходили бурно. Большинство выступавших считали необходимым закончить постройку тепловоза в Англии. Только Терпугов, не имевший даже среднего образования, был против, но объяснить причину своего решения он не смог. Подвел итоги совещания заместитель председателя Московского отделения ВАИ профессор А. А. Надежин словами: "Практически все выступавшие высказались за постройку тепловоза в Англии. Так

мы и запишем в резолюции данного совещания". Резолюция была опубликована в одном из ближайших номеров "Вестника инженеров и техников" вместе со статьей изобретателя о тепловозе.

Дальнейшие хлопоты А. Н. Шелеста об окончании строительства тепловоза в Англии увенчались успехом и весной 1927 г. он вернулся в Англию на завод фирмы "Армстронг—Витворт", где был тепло встречен сотрудниками завода. Началась разработка шестицилиндрового генератора газов самого тепловоза. Однако моему отцу не долго пришлось радоваться. В мае 1927 г. произошел разрыв дипломатических отношений между Англией и Россией. Вместе с последними дипломатическими представителями А. Н. Шелест покинул Англию, а в трюме парохода, который вез его в Ленинград, находился тщательно упакованный генератор сжатых газов.

По дороге домой мой отец имел возможность обдумать создавшееся положение. Он понимал, что не сможет построить тепловоз в России: московские газеты сообщали, что страна отстает от передовых капиталистических стран на  $50 \div 100$  лет, и это отставание надо преодолеть за  $2 \div 3$  пятилетки. Все взвесив, Алексей Несторович пришел к выводу, что надо организовать при МВТУ лабораторию для испытания двигателей с генератором сжатых газов. Это ему удалось: Правительством было принято решение об организации при МВТУ "Лаборатории тепловозных машин системы А. Н. Шелеста". Для этой цели были выделены средства для постройки машинного зала лаборатории (в рублях) для закупки приборов и оборудования за границей (в валюте). На эти деньги изобретатель приобрел два паровых двигателя: поршневой и турбинный (каждый мощностью 170 л. с.), что давало возможность испытывать двигатель системы А. Н. Шелеста в двух вариантах: генератор сжатых газов — поршневой двигатель и генератор сжатых газов — турбинный двигатель.

Пока А. Н. Шелест покупал оборудование за границей, в МВТУ строилось помещение машинного зала и подготавливались комнаты для конторы лаборатории. В конце концов, все было готово для испытания двигателей системы А. Н. Шелеста.

Чтобы понять дальнейшие события, надо представить атмосферу жизни МВТУ в период первой пятилетки. Необходимые сведения находим в книге "100 лет МММИ (Московский механико-машиностроительный институт — название МВТУ с 1928 по 1944 гг.), в которой описано торжественное заседание в Большом театре, где отмечался этот юбилей. В своей речи на этом заседании секретарь Московского комитета ВКП(б) Л. М. Каганович сказал, что "... бывшее МВТУ было одной из сильнейших крепостей контрреволюции на протяжении целого ряда лет..." В то время шел судебный процесс над "промпартией", главным обвиняемым на котором был профессор МВТУ Леонид Рамзин. Он не выдержал пыток и стал оговаривать ни в чем неповинных людей. Так, по его навету был арестован друг Алексея Несторовича профессор МВТУ Алексей Алексеевич Надежин, посмертно реабилитированный в 1955 г. Тогда арестовывали не только профессоров и преподавателей этого вуза, но и его выпускников. Знаменитый авиационный конструктор Алексей Николаевич Тупо-

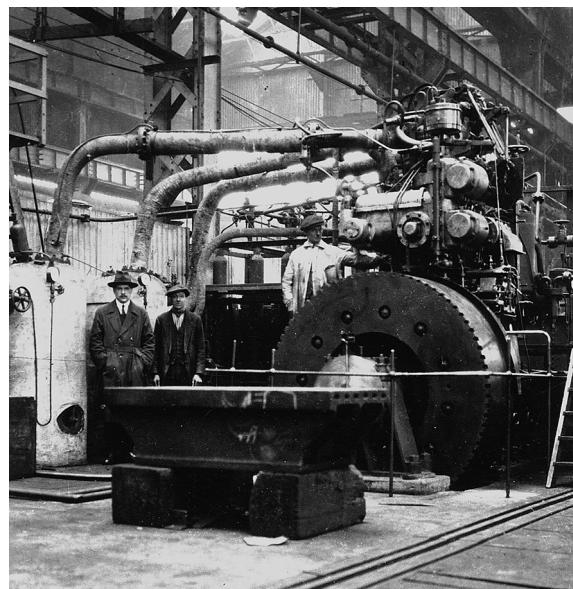


Фото 2. Четырехтактный генератор сжатых газов системы А. Н. Шелеста на испытательном стенде в Англии

лев проектировал свои самолеты в тюрьме. Создатель космических ракет Сергей Павлович Королев вначале своего творческого пути был арестован. На допросах его зверски избивали только за то, что он не хотел подписать бумагу с клеветой на самого себя, чего требовали от него следователи. Освобожден он был в период окончания Великой Отечественной войны.

При существовавшем в те годы мнении партийного руководства страны об МММИ основные вопросы доверяли решать не Ученому совету института, а партийной ячейке, которая на одном из своих заседаний и постановила, что нельзя доверять старому профессору, да еще с дореволюционным стажем преподавания в Императорском Техническом Училище, проведение столь важных испытаний нового двигателя. И это важное дело доверили молодому коммунисту Ребане, который не справился с этой задачей и тем самым похоронил идею профессора А. Н. Шелеста на многие годы.

За границей продолжали развивать технические идеи профессора А. Н. Шелеста. Однако там строили только двухтактные генераторы сжатых газов, которые имеют тот очевидный недостаток, что давление генерированных газов не может быть больше давления воздуха после компрессора.

И все-таки благодаря многолетним усилиям А. Н. Шелеста его проект тепловоза был воплощен в жизнь, и 19 апреля 1948 г. по окончании торжественной части заседания ученого совета МВТУ, посвященного 70-летию А. Н. Шелеста, все желающие были приглашены в машинный зал лаборатории тепловозных машин, где был продемонстрирован единственный в мире четырехтактный генератор сжатых газов, построенный в Англии под руководством профессора А. Н. Шелеста (фото 2). Демонстрация окончилась громом аплодисментов, которыми сослуживцы и ученики наградили юбиляра — пионера тепловозостроения Алексея Несторовича Шелеста.

# Выставка "Передовые технологии автоматизации-2008"



С 1 по 3 октября 2008 г. на территории ЦВК "Экспоцентр" проходила восьмая международная специализированная выставка оборудования и технологий для АСУ ТП и встраиваемых систем, организованная выставочной компанией "Экспоэлектроника" (Россия) при содействии ЗАО "Экспоцентр". На выставке демонстрировался широкий спектр образцов и решений для различных отраслей промышленности, в том числе и машиностроения. В выставке приняли участие 120 ведущих компаний из разных стран, в том числе из России. В статье приведено краткое описание некоторых экспонатов и предложений предприятий-разработчиков.

**ОАО "Московский завод тепловой автоматики"** показал на выставке свои новые разработки, применяемые во многих отраслях промышленности. Приведем краткое описание лишь некоторых.

*Программно-технологический комплекс "КОНТАР"* — набор модулей, распределенных по автоматизированным установкам и связанных цифровыми каналами передачи данных в единую сеть. Основу комплекса составляют контроллеры MC8 и MC12, представляющие собой измерительное, сигнализирующее, управляющее и коммуникационное устройство, к клеммам которого подключены датчики, исполнительные устройства и другие источники и приемники информации. Они осуществляют: измерение и преобразование в цифровую форму различных аналоговых сигналов, представляющих такие физические параметры, как температура, давление, расход, уровень, влажность, содержание газов, освещенность и т. п., по каждому из 8 входов; преобразование дискретных (бинарных) сигналов; управление исполнительным оборудованием: реле, пускателями, электродвигателями насосов, вентиляторов, исполнительными механизмами клапанов, задвижек, заслонок, направляющих аппаратов, позиционерами и т. п.; передачу и прием информации по каналам RS485, RS232, USB и Ethernet; функцию часов в реальном времени с энергозависимой памятью; архивирование данных и событий во внутренней памяти. Управление всем подключенным оборудованием и обмен информацией осуществляются по алгоритмам, записанным в контроллер, а также по сигналам с верхнего уровня управления. Общение пользователя с контроллерами осуществляется через диспетчера. К контроллерам может быть подключен сотовый modem для информирования персонала об опасных ситуациях (в реальном времени) SMS сообщениями на мобильный телефон. По телефону с помощью SMS может быть запрошена краткая информация о текущих параметрах наблюдаемого объекта. Контроллеры могут обмениваться информацией между собой. Это дает возможность оптимально распределять их ресурсы в рамках сети.

*Прибор мод. Ф34.3* для применения в схемах контроля пламени горелочных устройств. Прибор выполняет функции: преобразование по трем независимым каналам сигналов от датчиков пламени в выходные релейные сигналы контроля; сигнализация о неисправности каналов контроля и системы питания.

*Исполнительные механизмы МЭО и МЭОФ*, применяемые в различных отраслях промышленности, т. е. везде, где используется трубопроводная арматура. Они обеспечивают: автоматическое, дистанционное или ручное управление рабочим органом запорной арматуры; автоматический или дистанционный останов рабочего органа в любом промежуточном положении; формирование сигнала обратной связи о конечных и промежуточных положениях рабочего органа. Механизмы МЭО и МЭОФ работают в кратковременном или повтор-

но-кратковременном реверсивном режимах циклами, в которых перемещения выходного вала чередуются с паузами. После паузы (не менее 50 мс) возможно изменение направления перемещения выходного вала на противоположное (реверс). Положение выходного вала отслеживается блоком сигнализации положения, состоящим из блока концевых микропереключателей и датчика обратной связи.

Параметры МЭО 16/10-0,25: крутящий момент 16 Н·м, время полного хода 10 с, питающее напряжение 220 В, потребляемая мощность 110 Вт, масса 7,6 кг. Параметры МЭОФ 16/16-0,63К: крутящий момент 16 Н·м, время полного хода 160 с, питающее напряжение 220 В, потребляемая мощность 80 Вт, масса 8,6 кг.

*Контроллер MC5 РЕВЕНТ 05.1* для управления установкой приточной вентиляции с использованием клапана теплоносителя с аналоговым приводом. Предусмотрены два режима: рабочий и стояночный. В рабочем режиме контроллера обеспечивается приточная вентиляция с поддержанием заданной температуры приточного воздуха; в стояночном режиме вентилятор выключен, воздушная заслонка закрыта, обеспечивается только защита калорифера от замерзания. Кроме того, контроллер обеспечивает: дистанционный пуск/стоп (от внешнего переключателя); возможность автоматического пуска и остановки в заданное время суток или в заданные дни недели; защиту калорифера от замерзания; сигнализацию об авариях; выбор режима работы "Зима" — "Лето" от внешнего переключателя; подключение к ПК по интерфейсу RS232C; объединение в сеть приборов комплекса "КОНТАР" по интерфейсу RS 485.

*Микропроцессорный регулятор мод. МИНИТЕРМ 400.04СИ* для измерения и автоматического регулирования, в том числе по заданной программе, технологических параметров (давления, расхода, температуры и т. п.). Он применяется на нижнем иерархическом уровне АСУ ТП, а также в локальных системах измерения, регулирования и управления различных промышленных установок. Регулятор обеспечивает: ПИД, ПИ, ПД и П регулирование с импульсным или аналоговым выходным сигналом, а также двухпозиционное регулирование; логическое управление программным задатчиком (стоп, пуск, сброс); защиту от обрыва цепи датчика (регулятор имеет шесть аналоговых входов для датчиков постоянного тока); сигнализацию верхнего и нижнего предельных отклонений регулируемого параметра от заданного значения; цифровую индикацию параметров в физических единицах или процентах; диагностику отказов регулятора. Питающее напряжение регулятора 24 В постоянного тока, потребляемая мощность 3,6 Вт. Габаритные размеры регулятора 48 × 96 × 160 мм, масса 0,6 кг. Монтаж регулятора — щитовой.

*Низкочастотный фотодатчик пламени мод. ФДЧ* для контроля наличия пламени горелочных установок. Фотодатчик работает в сочетании с приборами Ф34.2. Он преобразует низкочастотные пульсации видимого и инфракрасного излучения пламени в топочных камерах в электрический сигнал напряжения постоянного тока. Его питающее напряжение 27 В постоянного тока (например, от источника постоянного тока, приборов Ф34.2 или Ф34.3). Входной сигнал фотодатчика — низкочастотная пульсация света частотой 6÷12 Гц с длиной волны 0,5÷3 мкм. Выходной сигнал —10÷0 В постоянного тока. Габаритные размеры прибора 205 × 128 × 190 мм, масса 1,4 кг, монтаж — фланцевый, на горелочном устройстве.

*Комплекс аналоговых средств КАСКАД 2* для регулирования давления, расхода, разрежения, уровня, температуры, мощн-

сти, концентрации веществ, скорости перемещения или частоты вращения и других параметров, которые могут быть преобразованы в сигналы постоянного тока. Комплекс применяется для автоматизации теплоэнергетических установок (в том числе на АЭС), предприятий черной и цветной металлургии, электроприводов постоянного тока и т. п.

*Устройства защиты мод. B01* для защиты токовой цепи  $0 \div 5$  мА или  $0 \div 20$  мА от разрыва при отключении потребителей сигнала. Основная погрешность прибора 0,2 %. Его габаритные размеры  $11,4 \times 30,2 \times 11,4$  мм, масса 0,01 кг. Монтаж — на двух соседних коммутационных зажимах клеммных рядов под винт (шаг клеммного ряда 10,5 мм).

*Коробки холодных спаев (KХС)*, применяемые в схемах автоматического регулирования температуры и предназначенные для компенсации температуры холодных спаев термоэлектрического преобразователя (термопары):

KХС-МК с термокомпенсационным элементом и медным резистором с сопротивлением  $51 \pm 0,3$  Ом при температуре  $20^\circ\text{C}$ . Применяется с регуляторами РС29.3 и блоками комплекса "КАСКАД 2";

KСМ-М с термокомпенсационным элементом и медным резистором с сопротивлением  $54 \pm 0,1$  Ом при температуре  $20^\circ\text{C}$ . Применяется с регуляторами МИНИТЕРМ300, МИНИТЕРМ400 и МИНИТЕРМ450;

KХС-Т с термистором с сопротивлением 10 кОм при температуре  $25^\circ\text{C}$  в комплекте с контроллерами КОНТАР МС8 и МС5.

Габаритные размеры KХС  $40 \times 707 \times 31$  мм, масса 0,1 кг.

**ООО "ПЛКСистемы"** — официальный дистрибутор компании Control Microsystems на территории России, предложило потребителям контроллеры и другие системы для тяжелых условий эксплуатации.

*Контроллер CADAPack 350/357*, объединяющий в себе высокопроизводительный 32-битный процессор, 16 Мбайт Flash памяти, 4 Мбайта CMOS RAM, аналоговые и цифровые входы/выходы, широкие коммуникационные возможности локальных сетей и USB, а также расширенные возможности энергосбережения, встроенный блок питания и трансформатор на  $\approx 12$  В/24 В. Базовая модель контроллера имеет: шесть аналоговых входов; восемь конфигурируемых цифровых входов/выходов; три счетных входа и два аналоговых выхода. Новым в данной модели является наличие двух портов USB 2.0, способных работать со скоростью 1,5 Мбайт/с и 12 Мбайт/с. Один из портов предназначен для подключения к ПК, другой может использоваться для связи с дополнительными устройствами, такими как внешние USB-накопители. Три последовательных порта поддерживают протоколы Modbus RTU, Modbus ASCII, DF1 и DNP3. Использование протокола позволяет успешно применять контроллер в сетях с большим числом оборудования различных производителей.

*Модуль 5410* для работы с различными счетными устройствами типа турбинного расходомера, может также использоваться для измерения угловой скорости и положения вращения вала посредством подключения двух квадратурных счетчиков при управлении приводами. Модуль обрабатывает сигналы с частотой до 10 кГц без потери импульсов. При отключении питания подсчитанное значение сохраняется. Для предотвращения ложных срабатываний от дребезга контактов при работе с низкоскоростными сигналами от механических контактных устройств можно включать фильтры дребезга контактов. Модуль работает при температуре окружающей среды  $-40 \div +60^\circ\text{C}$  и влажности 5÷95 %. Его габаритные размеры  $10 \times 118 \times 4$  мм.

Операторские панели SCADAPack Vision-10, способные функционировать при температуре  $-20^\circ\text{C}$ , что позволяет применять их в неотапливаемых помещениях. Класс защиты панелей IP65. Жидкокристаллические дисплеи имеют режим подсветки. Монохромные символы четко различимы даже при попадании солнечных лучей. Программируемые клавиши позволяют осуществлять выбор экранов. Светодиоды используются как индикаторы превышения уставок. Память панели 24 Кбайт, питающее напряжение 5 В, ток 100 мА. Диапазон рабочей среды панелей  $-20 \div +60^\circ\text{C}$  при влажности до 90 % без конденсации. Размеры экрана  $6 \times 13$  мм. Масса панели 130 г.

**ООО "Риттал"** предложило инновационные покрытия, содержащие наночастицы различных классов, которые образуют прочные связи с поверхностью и обеспечивают необходимый защитный эффект. При нанесении покрытия наночастицы самоорганизуются в особом порядке; связующие компоненты собираются на поверхности, а антисвязующие — испаряются. Таким образом, создается сверхтонкий слой, похожий на стекло. Этот слой связывается с исходной поверхностью, что приводит к образованию надежного гомогенного соединения.

**ООО "ТРЭИ ГМБХ"** предложило на российский рынок технологические модули различного назначения.

*Контроллер TREI-5B-05<sup>TM</sup>* — компактное многофункциональное устройство для автоматического контроля, измерения и управления, обеспечивающее ввод и преобразование всех типов аналоговых и дискретных сигналов. Контроллер измеряет и нормирует принятые сигналы; формирует управляющие воздействия под любые исполнительные механизмы; обеспечивает запись и хранение программ и данных пользователя на FLASH-диске. При сборке контроллера использованы печатные платы и электронные компоненты ведущих мировых фирм-производителей. Наработка на отказ контроллера не менее 150 тыс. ч, питающее напряжение 24 В.

*Пульт оператора мод. M727L* для отображения, корректировки и ввода технологических параметров, выдачи сообщений и другой оперативной информации в графическом и текстовом виде. Пульт имеет жидкокристаллический дисплей мод. LCD с размерами экрана  $70,4 \times 28$  мм и клавиатуру на 24 клавиши. Диапазон рабочих температур  $0 \div +60^\circ\text{C}$ .

*Групповые барьеры искрозащиты мод. TREI-B 700* для сопряжения электрооборудования, расположенного во взрывоопасной зоне, с электрооборудованием, не обеспечивающим требования искрозащиты, находящимся во взрывоопасной зоне. Конструктивно барьеры состоят из набора базовых ячеек, каждая из которых содержит блок искрозащиты на стабилитронах. Один канал может содержать одну, две или четыре базовые ячейки. Конструкция барьера оптимизирована для подключения цепей вне барьера. Средняя наработка на отказ не менее 250 тыс. ч, степень защиты корпуса устройства IP40, диапазон рабочих температур  $-60 \div +60^\circ\text{C}$ .

**Компания "ХАЙТЕД"** показала на выставке дизельные и газовые электростанции различного назначения, а также панели управления.

*Дизельная электростанция FG Wilson*, относящаяся к системам малой мощности ( $10 \div 35$  кВт), предназначена для питания электроэнергией потребителей однофазного (220 В, 50 Гц) или трехфазного (380/220 В, 50 Гц) переменного тока. Электростанция оснащена дизельным двигателем Perkins (Великобритания) с жидкостной системой охлаждения и автоматической системой защиты (останов) с сигнализацией при аварийных ситуациях. Имеется встроенный топливный бак на 12 ч непрерывной работы, оснащенный индикатором уровня топлива. Электростанция оснащена шумопоглощающими кожухами, имеет стационарное и передвижное (на прицепе) исполнение.

*Двухтопливную электростанцию FG Wilson 350 ÷ 1700 кВт*, работающую со всеми сортами дизельного топлива. Электростанция состоит из: дизель-генератора; газовой магистрали — газового редуктора с двойным отсечным клапаном, газовым

фильтром и силовым клапаном; газовоздушного смесителя; панели управления и комплекта датчиков.

**Панель переключения нагрузки** мод. ATI 63 для постоянного контроля напряжения в центральной сети. Если напряжение пропадает или выходит за установленные параметры, подается сигнал запуска на генераторную установку, контролирующую параметры, вырабатываемые резервной генераторной установкой электроэнергии, и, если выходное напряжение находится в пределах установленных допусков, нагрузка переключается с основной сети на резервный источник питания. Она используется

в комплекте с панелью управления генераторной установкой и образует систему резервирования центральной электросети.

В рамках выставки была организована "Всероссийская конференция по АСУ ТП и встраиваемым системам", а также международная конференция "Промышленная автоматизация, автоматизация зданий и встраиваемые системы". Состоялись семинары компаний и мастер- класс "Работа с проектами и системы автоматизации зданий".

А. Н. ИВАНОВ, чл.-корр. АПК

## Обзорение зарубежных изданий

### Cutting Tool Engineering. 2008. V. 60. Nr. 1

**Подъемы и падения производства режущего инструмента**, с. 19, ил. 1.

Представлены статистические данные Института режущего инструмента США по производству инструмента в целом и основных его видов (твердосплавных пластин и резцов, алмазного инструмента и кругов КНБ, сверл и разверток, фрез, метчиков и плашек, резцодержателей, других видов инструмента).

**Резцы со сменными пластинами**, с. 31, ил. 4.

Описаны резцы компании Manchester (отделение фирмы Kennametal Co.). Отмечаются: снижение до минимума цены резания (от 30 до 83 %); исключение отделочной операции вследствие высокой чистоты поверхности при первом проходе; увеличение числа деталей, обработанных одной режущей кромкой, с 700 до 3000 при повышении стойкости инструмента на 517 %.

**Программирование** фрезерных работ, с. 32, 33, ил. 1.

Описаны программные модули на основе твердотельных моделей, разработанные фирмой Gibbs and Associates (США), в числе которых модули GibbsCAM Solid Import, GibbsCAM 2.5D Slids, GibbsCAM Solid-Surfacer, Gibbs CAM Milling и др.

**Kennedy B.** Расточные головки — больше и лучше, с. 52, 54—58, 60, ил. 7.

Описаны расточные головки серии 315 фирмы BIG Kaiser, позволяющие осуществлять растачивание отверстий до требуемого диаметра с высокой чистотой поверхности за один проход. Приводятся характеристики аналогичных головок компаний Allied Machine & Engineering Corp., OTM Div. of Manchester Tools Co., Power and Sons LLC.

### DIMA (Die Maschine). 2008. V. 62. Nr. 1

**Kluth S.** Повышение эффективности шлифовальных операций, с. 30, ил. 1.

Сообщается о возможности усовершенствования процесса шлифования на станках с ЧПУ типа CNC с обеспечением высокой точности обработки за счет применения универсальной контрольно-измерительной машины (КИМ) мод. Genius 3, оснащенной ПО pilot 3.0. КИМ устанавливают в производственной линии с целью обеспечения быстрых, высокоточных и стабильных измерений, результаты которых передаются на шлифовальный станок для корректирования параметров обработки.

**Ленточно-отрезной** станок, с. 44, 45.

Рассматриваются преимущества использования металло режущего станка серии МЕВА, оснащенного системой прецизионного линейного перемещения заготовок и высокопроизводительным устройством резки. Станок работает в автоматическом режиме на основе системы электронного управления и предназначен для серийного производства.

**Многоцелевые** станки, с. 48.

Фирма Maschinenfabrik Berthold Hermle предлагает многоцелевые станки С 30 U и С 40 U для обработки по пяти осям деталей диаметром и длиной до 420 мм. Станки имеют круглый поворачивающийся стол с ЧПУ, зажимное устройство для закрепления режущих инструментов, устанавливаемое на столе станка противоположно главному шпинделю и поворачивающееся на 90°, и устройство для обработки торцевых поверхностей детали. Фасонные детали типа лопаток турбины могут обрабатываться с одной установки.

### DIMA (Die Maschine). 2008. V. 62. Nr. 2

**Усовершенствование** процессов обработки крупных деталей, с. 19, ил. 1.

Детали сложного профиля диаметром до 600 мм теперь можно обрабатывать на вертикально-горизонтальном станке мод. VMX 42 SR с пятью сторон и по пяти осям одновременно. Деталь полностью обрабатывается с одного установки. Такой технологический процесс экономичен как в единичном, так и мелкосерийном производстве. Обработка осуществляется с применением системы управления WinMax. Отмечается легкость программирования процессов обработки.

**Система** для быстрой смены инструментов при обработке сложных деталей, с. 60, ил. 1.

Выполнение таких операций, как точение, растачивание, нарезание резьбы, отрезка и другие, при обработке сложных деталей на многофункциональном токарном станке требует быстрой смены инструментов для ускорения цикла обработки. Для этой цели создана модульная система KM20, отличающаяся простотой конструкции и содержащая устройства приема и зажима инструментов. Такая система может применяться на оборудовании как с ЧПУ типа CNC, так и без него. Приведены данные, показывающие эффективность системы KM20.

### DIMA (Die Maschine). 2008. V. 62. Nr. 3

**Круглое** наружное и внутреннее шлифование, с. 21, ил. 3.

Детали средних размеров в условиях единичного, среднего и крупносерийного производства можно с одного установки шлифовать по наружному и внутреннему диаметрам на новом компактном круглошлифовальном станке Studer S31 с ЧПУ типа CNC. Основная область применения станка — обработка деталей автомобилей, но высокая эксплуатационная гибкость станка позволяет эффективно использовать его в различных областях промышленности. Основными преимуществами процессов обработки на этом оборудовании являются высокие точность и производительность, а также надежность выполнения операций.

**Полная** заточка деталей с одного установки, с. 29, ил. 1.

Полная заточка по передней и задней поверхностям дисковых пильных полотен, а также обработка по внутренней поверхности с одного установки возможна на станке мод. CL 200. Заточки подвергаются сегменты из твердого сплава на пери-

ферии дисковых пил малых и средних размеров. Процессы шлифования и заточки отличаются высокими точностью и экономичностью, а также стабильностью.

#### **European Tool and Mould Making. 2008. V. 10. Nr. 1**

##### **Система планирования ресурсов предприятия, с. 36, ил. 2.**

Описано ПО WorkPlan Enterprise ERP (планирования ресурсов предприятия) фирмы Sescoi International SAS (Франция), предназначенное для изготовления штампов и пресс-форм. Благодаря процессору MySQL можно соединять системы Microsoft Office, CAD и бухгалтерские пакеты, осуществлять сбор информации с рабочих мест и предоставление отчетов, вариантов управляющих решений, данных продаж, закупок, планов и складских запасов через единый интерфейс в оперативном режиме.

##### **Фотограмметрическое измерительное устройство, с. 38, ил. 1.**

Германская фирма AICON 3D Systems GmbH выпустила переносное фотограмметрическое устройство DPAInspect для 3D-измерений, которое может использоваться автономно или в сочетании с другими измерительными системами для контроля поверхностей деталей. Устройство имеет цифровую камеру, которая позволяет контролировать детали в любом положении. Возможна установка измерительных программных пакетов PolyWorks/Inspector, Geomatic и Rapidform.

##### **Фрезы для обработки алюминия, с. 38, ил. 1.**

Фрезы серии HPC 12, которые выпускает германская компания WNT Deutschland GmbH, оснащены режущей частью из поликристаллических алмазов. Эффективно осуществляется чистовая обработка алюминия. Нет необходимости в переточке пластин. Упрощена настройка инструментов. Зажимные клинья в гнездах пластин поджимаются стандартным ключом Torgx. Точность фиксации выше 5 мкм. Применяются скорости подач до 5000 мм/мин при подачах на зуб до 0,3 мм. Используются большие передние углы. Благодаря углу в плане 25° минимизируются силы резания и, соответственно, деформации обрабатываемых деталей. Корпусы фрез изготавливают из легкой стали, а в инструментах, имеющих диаметр более 160 мм, корпус имеет стальное кольцо и алюминиевую сердцевину, что минимизирует нагрузки на шпиндель.

##### **Концевые фрезы для обработки алюминия, с. 40, ил. 1.**

Германская фирма Franken GmbH, входящая в корпорацию Emuge-Franken, разработала и поставляет концевые фрезы серии Alu-jet-Cut, предназначенные для обработки алюминия в условиях крупносерийного производства. Инструменты изготавливают диаметрами от 10 до 25 мм. Получение чистых обработанных поверхностей обеспечивается специальной микропроцессорной системой управления. Фрезы имеют прочную карбидную подложку.

##### **Станок с прямым цифровым управлением, с. 41, ил. 1.**

Описан станок с прямым цифровым управлением фирмы Stratasys GmbH (Германия), предназначенный для мелкосерийного изготовления определенных деталей.

##### **Система программирования фрезерования, с. 46.**

Разработанный корпорацией Siemens Automation & Drives модуль ShopMill обеспечивает программирование фрезерования по проходной траектории и врезного фрезерования. Трехкоординатное фрезерование, которое раньше программировалось внешней системой CAD/CAM, теперь с помощью нового модуля включается в единый рабочий цикл. Эффективно осуществляются черновое и контурное фрезерование, а также обработка материалов твердостью до 65 HRC. Высокоскоростное фрезерование выполняется при малых глубинах резания и плавных перемещениях инструментов.

#### **European Tool and Mould Making. 2008. V. 10. Nr. 2**

##### **САПР для форм, с. 28, 29, ил. 3.**

Фирма SolidWorks Deutschland GmbH (Германия) выпустила программный пакет SolidWorks 2008 3D CAD, который позволяет автоматически средствами искусственного интеллекта определять заблаговременно характеристики форм, а также штампов и различных инструментов в 3D-представлениях. Предусмотрены эффективный анализ процесса формования материалов и определение необходимых уклонов для свободного извлечения отливок и линий разъема. Возможности пакета иллюстрируются примерами.

##### **Использование системы программирования, с. 32.**

На заводе фирмы Rane Ltd. (Индия) обрабатывают детали для автомобильстроения. Для программирования станков используют систему EdgeCAM компании EdgeCAM-A Planet Company (Великобритания). После замены ручной системы программирования на автоматизированную существенно сокращена длительность подготовки программ. Производительность увеличена на 15 %, а длительность работ при сверлении и растачивании — на 30 %.

##### **Режущие пластины для фрез, с. 35, ил. 1.**

Фирма Sandvik Coromant Europe (Бельгия) выпустила серию GC4220 режущих пластин для фрез, которые позволяют повысить производительность на 20 ÷ 30 % по сравнению с предшествующей серией GC4020. Пластины эффективны при черновом и получистовом фрезеровании труднообрабатываемых материалов при повышенных температурах и высоких скоростях резания. Ввиду прочности режущих кромок стойкость инструментов предсказуема при сухом фрезеровании торцов и контуров; получаются чистые обработанные поверхности.

##### **Эргономичная измерительная система для инструментов, с. 44, ил. 2.**

Мировой поставщик инструментов для высокоскоростного резания, крепежных и измерительных устройств компания Parlec Inc. (США) выпустила систему Series 1500 Parsetter TMM, предназначенную для измерения, контроля и предварительной настройки инструментов для фрезерования и обточки. Эргономичная установка инструментов производится одной рукой; режущая кромка позиционируется в удобном для наблюдения положении.

##### **Высокоскоростной фрезерно-сверлильный центр, с. 71, ил. 1.**

Фрезерно-сверлильный центр Picomax 60-M/HSC, который выпускает швейцарская фирма Fehlmann AG Maschinenfabrik, является прецизионным станком с координатным столом, обеспечивающим эффективную обработку форм и штампов, в том числе миниатюрными инструментами. Станок имеет высокие скорости резания и подач; при высокоскоростном фрезеровании на изделиях получаются чистые поверхности. Перемещения по осям X, Y и Z составляют 505, 355 и 610 мм, максимальная скорость подачи 20 000 мм/мин. Высокая виброустойчивость машин позволяет надежно обрабатывать заготовки инструментами очень малых диаметров. При кратчайших периодах разгона и торможения осуществляется эффективная обратная связь по положению.

#### **MAN (Modern Application News). 2008. V. 42. Nr. 1**

##### **Устранение бактерий в СОЖ, с. 18, 19, ил. 3.**

Рассматриваются меры, предпринятые компанией Eaton Corp. по устранению загрязнений СОЖ бактериями. Наличие бактерий приводило к долгостоящим простоям станков и появлению кожных заболеваний у операторов. После длительных анализов СОЖ и выявления причин ее загрязнений с привлечением специализированной фирмы Houghton Fluidcare компания перешла на использование СОЖ на растительной основе с длительным сроком эксплуатации.

## **Использование** токарного станка с ЧПУ, с. 27.

Рассматривается использование токарного станка мод. M17 компании Romi USA на фирме Clay Spencer, специализирующейся на производстве именных ружей по заказам. Отмечается высокая точность стволов ружей, обеспечивающих кучность пяти отверстий на площади радиусом 6,3 мм при дистанции 91 м. Точное программирование станка от системы ЧПУ марки GE Fanuc 21iT обеспечивает заданное качество обработки.

## **Использование** фрез, с. 28, 30, 31, ил. 2.

На заводе американской фирмы Martee Mold Co. изготавливают формы, главным образом, по единичным заказам. Когда была поставлена цель внедрения высокоскоростного фрезерования, в том числе форм из закаленной стали твердостью до 56 HRC, обычные инструменты оказались неэффективными. Проблему решили с помощью концевых фрез компании Emuge Corp. Для получения чистых поверхностей четырехканавочные фрезы заменили на шестиканавочные.

**Использование** переносной координатно-измерительной машины, с. 32, 33, ил. 2.

Американская фирма Riverside Machine получила заказ от корпорации General Motors на изготовление крупной партии откидных крыш автомобилей. На эти детали были заданы жесткие допуски. Для контроля допусков применили переносную координатно-измерительную машину Platinim Faro Arm фирмы Faro Technologies Inc., обеспечивающую точность контроля 0,012 мм. Машина оснащена лазерным сканером Laser Design SLP-330, измерительным ПО CAM2, а также контактными измерительными головками и компактным ПК с программами Geomagic. Проконтролировали 26 критических участков, замеры сравнили с данными чертежей и обнаружили участки, которые необходимо было доработать, что позволило выполнить заказ вовремя.

## **СОЖ** для механической обработки, с. 37, ил. 1.

Описана полусинтетическая эмульсия с высоким содержанием масла, предназначенная для охлаждения со свойствами защиты от коррозии и улучшенной смазываемости. СОЖ марки Trim Microsol 685 фирмы Master Chemical Corp. используется при обработке алюминия, магниевых сплавов, коррозионно-стойкой стали, а также серого чугуна.

## **Резьбовые** фрезы, с 37, ил. 1.

Цельные, твердосплавные и резьбовые фрезы выпускает американская фирма Emuge Corp. Фрезы, изготовленные из микрорежущего карбида, имеют покрытие TiCN. Винтовые стружечные канавки предотвращают вибрации, а подача СОЖ производится через инструмент. Резьбы нарезают на длине до двух диаметров. Обрабатываются мягкие и закаленные стали (твердостью до 58 HRC), а также алюминий, чугун, титан, сплав инконель, коррозионно-стойкая сталь и труднообрабатываемые экзотические материалы.

## **Миниатюрные** сверла, с. 37, ил. 1.

Фирма Mikron Corp. (США) выпускает небольшие сверла, с помощью которых выполняют предварительное сверление глубоких отверстий в деталях из стали (в том числе коррозионно-стойкой) и алюминия. Выпускают сверла диаметром от 0,4 до 6 мм с приращением 0,5 мм; с отношением длины к диаметру от 2 до 15. Выпускают три вида инструментов: центровочные сверла диаметром от 0,5 до 6 мм, которые используют при обработке отверстий, начиная с диаметра 0,1 мм; короткие сверла MiquDrill 200, предназначенные для обработки отверстий при отношениях глубины к диаметру от 2 до 3; сверла MiquDrill 210 для микрообработки.

## **Роботизированная** обрезка листов металла, с. 38, ил. 1.

Описана установка мод. RT-1200 фирмы KMT Robotic Solutions, предназначенная для обрезки листов с помощью двух роботов KMT Accu Trim R-110, установленных на подъемниках внутри стального ограждения. Установка включает поворотный стол длиной 3,66 м и грузоподъемностью 450 кг для установки деталей размерами до 610 x 2745 мм.

## **Werkstatt + Betrieb. 2008. Nr. 7/8**

**Dieter F.** Обзор нового оборудования фирмы Fanuc, с. 15—17, ил. 3.

Оборудование включает системы ЧПУ, приводы различной конструкции, промышленные роботы, установки с газовыми лазерами CO<sub>2</sub>, установки Robocut для электроэрозионной обработки, ультрапрецизионные станки Robonano, многоцелевые станки Robodrill, а также установки для литья под давлением Roboshot. Приведены примеры автоматизированных производств, использующих соответствующее оборудование фирм.

## **Hipp U.** Многоцелевые станки, с. 52—54, ил. 6.

Многоцелевые станки C 40 U фирмы Maschinenfabrik Berthold Hermle обеспечивают комплексную обработку по пяти осям фасонных деталей из разных материалов. Станки, оснащенные ЧПУ типа iTNC 530, имеют рабочую зону размерами 850 x 700 x 500 мм и круглый наклоняемый стол диаметром 420 мм.

## **Foitzik B.** Автоматизация процесса обработки, с. 62—64, ил. 4.

Фирма Geiger Fertigungstechnologie применяет более 70 промышленных роботов фирмы Fanuc Robotics Deutschland, устанавливаемых рядом с прутковыми токарными автоматами с ЧПУ. Это является наилучшим примером оптимальной автоматизации комплексной обработки резанием при серийном (15 000 в год) и массовом (до 1 млн в год) изготовлении деталей.

## **Новые** промышленные роботы, с. 66, 67, ил. 2.

Фирма Stäubli Tec-Systems продемонстрировала на международной выставке Automatica в Мюнхене промышленные роботы RX 200 грузоподъемностью до 130 кг, отличающиеся быстродействием и точностью позиционирования. Скорость перемещения с максимальным грузом составляет 12,5 м/с.

## **Автоматизация** загрузки и разгрузки станков, с. 70, 71, ил. 3.

Большой потенциал с точки зрения повышения эффективности обработки резанием имеет автоматизация загрузки и разгрузки металлорежущих станков. Описываются устройства фирмы Schunk, включающие захваты с базовым хвостовиком, упрощающие автоматизацию манипулирования деталями; роботы, обеспечивающие безопасную смену одной детали параллельно с обработкой другой детали; порталы с дисковым инструментальным магазином, устанавливаемые рядом со станком.

## **Чашечная** резьбовая фреза, с. 78, ил. 1.

Фирма Johs.Boss предлагает чашечную резьбовую фрезу GFG-WFE для нарезания наружной резьбы в деталях из стали и труднообрабатываемых материалов в условиях крупносерийного производства. Новые фрезы оснащены шестью или 12 цилиндрическими фрезерными вставками, число которых зависит от размера нарезаемой резьбы. Каждая вставка имеет шесть режущих кромок и при нормальном износе может перетачиваться до 3 раз.

## **Г. С. ПОТАПОВА**

По вопросам получения материалов из зарубежных журналов обращаться к Г. С. Потаповой по тел./факсу: (495) 611 21 37, e-mail: stankoinform@mail.ru, веб-сайт: www.stankoinform.ru