ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

12

2010

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней

Журнал переводится на английский язык, переиздается и распространяется во всем мире фирмой "Аллертон Пресс" (США)

ООО «Издательство Машиностроение»
107076, Москва, Стромынский пер., 4

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Алексейчук Г.П., д-р техн. наук, **Алешин Н.П.,** д-р техн. наук, акад. РАН, **Братухин А.Г.,** д-р техн. наук, **Воронцов А.Л.,** д-р техн. наук, **Гусейнов А.Г.,** д-р техн. наук, **Дмитриев А.М.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Древаль А.Е.,** д-р техн. наук (председатель секции технологии машиностроения), **Дроздов Ю.Н.,** д-р техн. наук, акад. РИА и РАК (председатель секции конструирования и расчета машин), **Кутин А.А.,** д-р техн. наук, **Омельченко И.Н.,** д-р техн. и экон. наук (председатель секции организации и экономики производства), **Пименов А.Ф.,** д-р техн. наук, **Попов Д.Н.,** д-р техн. наук, **Рыбин В.В.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Салтыков М.А.,** д-р техн. наук, **Трегубов Г.П.,** д-р техн. наук, **Цыганкова И.А.** (ответственный секретарь)

Адрес редакции:

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

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

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

Цена свободная

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Русецкая Г. В., Смирнов Л. В. — Теоретическое обоснование и некоторые результаты разработки математической модели взаимодействующих гидродинамических и механических процессов в центробежных насосах 3

Волков Г. Ю., Ратманов Э. В., Курасов Д. А., Колмаков С. В. — Безводильная планетарная передача с сателлитами на двух уровнях 10

Медведев Ю. А., Кузнецов В. П. — Анализ динамических свойств многодвигательного электрогидропривода с помощью функций чувствительности 14

Белобородов С. М., Ковалев А. Ю. — Методы минимизации локальных монтажных дисбалансов сборного ротора 16

Метильков С. А., Бережной С. Б., Бачалов И. С. — Расчет работоспособности цепных передач 19

Третьяков В. М. — Использование понятия «узел сопряжения» при конструировании изделий машиностроения 24

Бондалётов В. П., Медведев В. И., Петров А. В. — Повышение долговечности храповых механизмов свободного хода резервированием рабочих элементов 30

Широбоков К. П., Сентяков Б. А., Святский В. М. — Влияние конструкционных параметров устройства на процесс волокнообразования 32

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

Асланян И. Р., Шустер Л. Ш. — Изнашивание гальванических никель-фосфорных покрытий 34

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Старков В. К. — Теоретические и технико-экономические предпосылки профильного глубинного шлифования с непрерывной правкой инструмента 39

Сергеев С. В. — Влияние вибрационного радиального перемещения концевых фрез при кинематической диссимметрии на точность формообразования пазов 43

Легаев В. П., Генералов Л. К. — Эффективность применения моделей в замкнутом контуре самонастройки адаптивных САУ 48

Зубков Н. Н., Слепцов А. Д. — Получение полимерных щелевых фильтрующих труб методом деформирующего резания 51

Абрамов Ф. Н. — К вопросу о базах и теоретических схемах базирования заготовок в центрах и на конических оправках 53

Жуков В. А. — Зависимость эксплуатационных показателей транспортных ДВС от свойств охлаждающих жидкостей 58

Обработка материалов без снятия стружки

Щедрин А. В., Бекаев А. А., Сумеле Г. К. — Взаимодействие сферического деформирующего элемента и цилиндрической заготовки при комбинированном волочении . . . 63

Серия статей «Проблемы теории и практики резания материалов»

Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю., Савкин А. И. — Разработка новой теории тепловых процессов резания. 5. Общий математический аппарат теплофизики резания. Часть 1 65

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Немтинов В. А., Зимнухова Ж. Е. — Автоматизированное проектирование технологических процессов производства изделий машиностроения с учетом оценки фактора профессионального риска для обслуживающего персонала 73

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Иванов А. Н. — Выставка «Фотоника. Мир лазеров и оптики—2010» 78

Дроздов Ю. Н., Назаров В. В. — Профессор М. М. Хрущов — выдающийся триболог и машиновед 82

Предметный указатель 83

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Rusetskaya G. V., Smirnov L. V. — The theoretical foundation and some results of developing of a mathematical model of the interactive hydrodynamic and mechanical processes in the centrifugal pumps

Volkov G. Yu., Ratmanov E. V., Kurasov D. A., Kolmakov S. V. — A spiderless planetary gear with satellites on two levels

Medvedev Yu. A., Kuznetsov V. P. — Analysis of dynamic properties of multimotor electro-hydraulic drive using the sensitivity functions

Beloborodov S. M., Kovalev A. Yu. — Methods for minimizing of the local assembly unbalances of the precast rotor

Metil'kov S. A., Berezhnoy S. B., Bachalov I. S. — Calculation of the chain gear's working capacity

Tret'yakov V. M. — Use of the concept "interfacing node" in the design of engineering products

Bondaletov V. P., Medvedev V. I., Petrov A. V. — Durability enhancement of the free-wheel ratchet mechanisms by redundancy of working elements

Shirobokov K. P., Sentyakov B. A., Svyatsky V. M. — Influence of structural parameters of the device on the process of fiberizating

Series of articles "Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication"

Aslanyan I. R., Shuster L. Sh. — Wearing of galvanic nickel-phosphorous coatings

MANUFACTURING ENGINEERING

Starkov V. K. — Theoretical and techno-economic background of profile deep grinding with continuous tool dressing

Sergeev S. V. — Effect of vibrating radial displacement of end mills at kinematic asymmetry on the grooves forming accuracy

Legaev V. P., Generalov L. K. — The efficiency of the models use in the closed contour of self-tuning of adaptive ACS

Zubkov N. N., Sleptsov A. D. — Production of polymeric slotted filtering tubes by the deforming cutting method

Abramov F. N. — On the question of the bases and theoretical schemes of basing of billets in the centers and on the conical mandrels

Zhukov V. A. — A dependence of the plant-performance figures of transport internal-combustion engines upon the coolants properties

Chipless materials working

Shchedrin A. V., Bekaev A. A., Sumele G. K. — Interaction of a spherical deforming element and the cylindrical billet at combined drawing

Series of articles "The theory and practice problems of the materials cutting"

Vorontsov A. L., Sultan-Zade N. M., Albagachiev A. Yu., Savkin A. I. — Development a new theory of thermal cutting processes. 5. The general mathematical formalism of cutting thermal physics, Part 1

PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

Nemtinov V. A., Zimnukhova Zh. E. — Computer-aided design of technological processes of production of engineering products based on an assessment of occupational risk factor for the maintenance staff

TECHNICAL INFORMATION

Ivanov A. N. — The exhibition «Photonics. World of Lasers and Optics—2010»

Drozdov Yu. N., Nazarov V. V. — Professor M.M. Khrushchov — the eminent scientist in the field of tribology and theoretical engineering

Subject index

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

Сдано в набор 03.10.2010. Подписано в печать 11.11.2010.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 10,78. Уч.-изд. л. 12,14. Заказ 935.

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", 2010

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.671.001.573

Г. В. РУСЕЦКАЯ, канд. техн. наук (Нижегородский ГТУ им. Р. Е. Алексеева), Л. В. СМИРНОВ, д-р техн. наук (Нижегородский ГУ им. Н. И. Лобачевского), e-mail: rusetskaya_83@mail.ru

Теоретическое обоснование и некоторые результаты разработки математической модели взаимодействующих гидродинамических и механических процессов в центробежных насосах

Сформулирован подход прикладной аналитической гидромеханики к изучению динамических свойств гидравлических систем, основанный на методах аналитической механики, теории нелинейных колебаний и теории принятия оптимальных решений. Составлена математическая модель взаимодействующих гидродинамических и механических процессов в центробежных насосах для исследования динамики этих насосов и гидравлических систем, их содержащих. На базе этой модели с помощью разработанного численного алгоритма и программного комплекса выполнен расчет гидравлической характеристики центробежного насоса специальной конструкции.

Ключевые слова: динамика, гидравлические системы, центробежные насосы, прикладная аналитическая гидромеханика, аналитическая механика, взаимодействующие гидродинамические и механические процессы.

An approach of applied analytical mechanics has been formulated for study of dynamic properties of the hydraulic systems. The approach is based on the methods of analytical mechanics, nonlinear oscillation theory, and the optimal decision-making theory. The mathematical model of interactive hydrodynamic and mechanical processes in the centrifugal pumps has been built to investigate dynamics of these pumps and their hydraulic systems. On the basis of this model the calculation of hydraulic characteristic of the centrifugal pump of a special design has been performed.

Keywords: dynamics, hydraulic systems, analytical mechanics, centrifugal pumps, applied analytical hydromechanics, analytical mechanics, interactive hydrodynamic and mechanical processes.

Основой для решения проблем обеспечения прочности, безопасности и эффективной работы содержащих гидравлические системы (ГС) технических объектов служат результаты исследований динамического поведения таких систем. Эти исследования проводятся с целью определения расходов и давлений в различных участках ГС и элементах их соединения. При этом решаются две задачи. Одна из них, частная, — нахождение стационарного потокораспределения. Другая, более общая, — анализ динамического поведения переменных, включая исследование устойчивости равновесных режимов и структуры пространства состояний, а также изучение их зависимости от параметров и внешних воздействий. Такие задачи решают с учетом гидравлических характеристик участков ГС, включая гидравлические характеристики насосов. Эти исследования обычно проводятся с помощью математического моделирования.

В связи со сложностью описания движения вязкой несжимаемой жидкости уравнениями классической гидромеханики для получения математической модели гидродинамических процессов в ГС при решении технических задач традиционно используется упрощенный, характерный для прикладной гидромеханики, подход, при котором напорное трехмерное в общем случае турбулентное течение вязкой сжимаемой жидкости заменяется ламинарным, одномерным с осредненными по живому сечению давлениями, скоростями и турбулентными пульсациями. Быстрые волновые процессы, обусловленные сжимаемостью жидкости, и течение со свободной поверхностью при этом не рассматриваются. Гидравлические потери описываются с использованием эмпирических соображений и обобщенных экспериментальных данных, полученных для стационарных режимов течения и представленных в виде эмпирических формул Дарси—Вейсбаха [1]. Геометрическая структура ГС представляется в виде ориентированного графа, ребрами которого являются участки ГС, а вершинами или узлами — элементы соединения и разделения потоков этих участков. В качестве основного уравнения нестационарного течения вязкой жидкости на участках ГС используется уравнение Бернулли, а в качестве гидродинамических характеристик узлов соединения и разделения потоков, рассматриваемых как сосредоточенные точечные элемен-

ты, — давление в узлах и уравнения неразрывности. При этом каждый имеющийся в ГС насос представляется (подобно местному сопротивлению) в виде сосредоточенного элемента с заданной статической характеристикой — зависимостью перепада давления на насосе от расхода при условии постоянства или квазистатического изменения угловой скорости рабочего колеса.

Примерами ГС являются системы тепло- и водоснабжения, называемые также гидравлическими сетями, и системы циркуляции теплоносителя, например в ядерных реакторах. Математическая модель нестационарных процессов в таких ГС представляет собой систему нелинейных дифференциальных уравнений расходов на участках ГС и угловых скоростей рабочих колес насосов, а также алгебраических уравнений для узлов.

Исследование системы этих уравнений с целью изучения динамических свойств ГС, как правило, проводится численно. В подавляющем большинстве исследований динамики ГС рассматривается только частная задача стационарного потокораспределения [2], которая сводится к численному решению уравнений статики. Решение задачи даже в такой упрощенной постановке порождает ряд проблем, связанных с выбором метода расчета, начального приближения и сходимости итерационного процесса. При этом остаются нерассмотренными проблемы неоднозначности состояний равновесия, их устойчивости и наличия других режимов работы системы. Для решения задач в общем случае нестационарного потокораспределения разработан и используется нетрадиционный для прикладной гидромеханики подход, позволяющий проводить исследования математической модели в общем виде, в том числе и для нахождения стационарных режимов. Этот подход основан на методах аналитической механики, теории нелинейных колебаний и теории принятия оптимальных решений [3—5]. Идея подхода состоит в рассмотрении ГС как системы имеющих одну степень свободы тел переменного состава (участки ГС), обменивающихся веществом в элементах соединения и разделения потоков (узлы). Математическая модель нестационарных процессов в ГС представляется в форме системы обобщенных на случай переменного состава уравнений Лагранжа с интегрируемыми связями обобщенных скоростей, которыми в данном случае являются расходы жидкости на участках. Связями являются уравнения неразрывности для узлов. Это дает возможность применения при исследованиях аналитического подхода и позволяет получить новые важные теоретические и практические результаты. Такие результаты недоступны для численных исследований, позволяющих получать только частные решения без качественного и количественного учета зависимости от параметров, начальных условий и возмущений. Этот подход назван прикладной аналитической гидромеханикой (ПАГМ) [3].

При исследованиях как стационарных, так и нестационарных процессов в ГС характер взаимодействия потока жидкости с рабочим колесом насоса учитывается с помощью гидравлических характеристик, соответствующих установившимся течениям при фиксированных значениях угловой скорости рабочего колеса насоса. Однако во многих ответственных объектах современной техники (ядерные энергетические установки, объекты химических производств, системы водо- и теплоснабжения) надежность, безопасность и эффективность работы в значительной степени определяются устойчивостью стационарных режимов и нестационарными процессами. Эти процессы могут быть вызваны различными видами изменения режимов работы насосов, работой запорно-регулирующих устройств и другими причинами, связанными с эксплуатацией ГС. Нестационарные процессы в ГС определяют напряженно-деформированное состояние трубопроводных систем и сопровождаются значительными динамическими нагрузками на элементы оборудования ГС. Такие процессы могут не только нарушить технологический режим работы, но и привести к тяжелым последствиям.

Достаточные данные, необходимые для получения характеристик насосов при стационарных и нестационарных режимах, в настоящее время отсутствуют. Нет как эффективных и пригодных для практического использования методов, так и достаточного экспериментального материала по широкому ряду центробежных насосов (ЦН) разных типов. В данной работе для математического описания и исследования взаимодействующих механических и гидромеханических процессов в ЦН предлагается, как и в ПАГМ, использовать подход, основанный на методах аналитической механики [6, 7]. Целесообразность и возможность применения такого подхода подтверждается накопленным в аналитической механике опытом математического моделирования динамики комплексных систем, для которых характерно взаимодействие процессов различной природы. Этот подход предназначен для разработки методики расчетов и теоретических исследований рабочих процессов в ЦН различных типов. Общность предлагаемого подхода и разумные упрощения при описании течения жидкости могут служить основой для описания механических и гидродинамических процессов и инженерных расчетов ЦН различных типов. Конечной целью разработки этой методики является обоснование конструкции и обеспечение параметров ЦН, позволяющих удовлетворить проектным требованиям по его характеристике и динамическому поведению в составе создаваемой или заданной ГС. Кроме того, важным результатом применения такого подхода представляется получение четких физических представлений о взаимодействии гидродинамических и механических процессов в насосе, значительное упрощение составления математической модели,

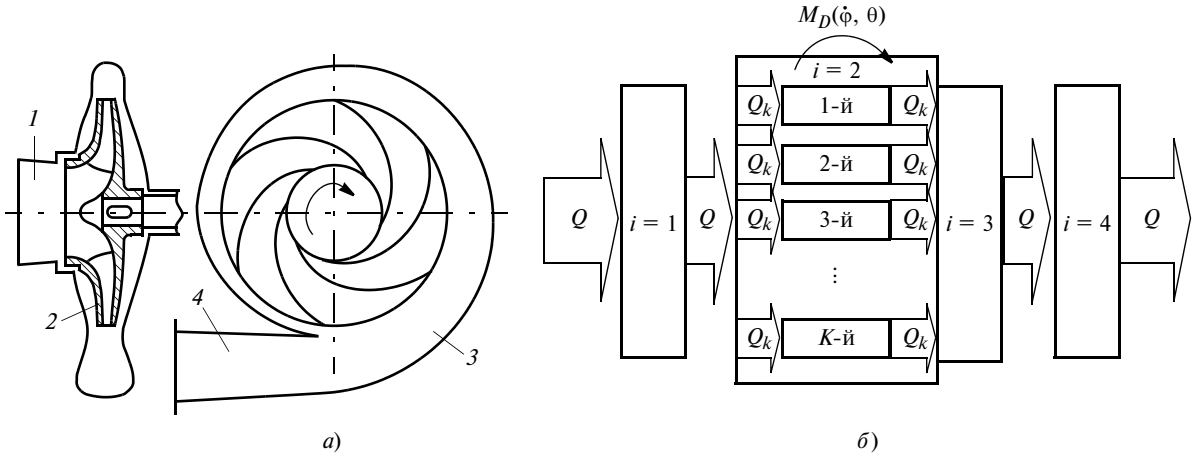


Рис. 1. Конструктивная (*а*) и структурная (*б*) схемы системы центробежного насоса

сокращение объема расчетных работ, снижение затрат на их выполнение и ускорение получения интересующих практику решений.

Центробежный насос рассматривается как система последовательно соединенных четырех участков (рис. 1, *а*, *б*): подводящего канала *1* ($i = 1$), рабочего колеса *2* ($i = 2$), отводящего канала *3* ($i = 3$) и диффузора 4 ($i = 4$). В структурной схеме этой системы (см. рис. 1, *б*) рабочее колесо представляет собой K одинаковых, соединенных параллельно, вращающихся каналов, взаимодействующих с потоком рабочей жидкости. Характеризуемый объемным расходом Q поток, протекающий через указанные участки, рассматривается как неразрывное целое.

Для описания механических и гидромеханических процессов в рассматриваемой системе выделяются две взаимодействующие подсистемы:

гидродинамическая, связанная с движением жидкости на участках $i = 1 \div 4$ (рис. 2, *а*—*г*) с учетом взаимодействия потока с вращающимся рабочим колесом на участке $i = 2$ (см. рис. 2, *б*);

механическая, связанная с вращением рабочего колеса и соединенных с ним механически вращающихся элементов передач и ротора привода насоса с учетом взаимодействия рабочего колеса насоса с потоком.

В соответствии с предлагаемым подходом, математическая модель процессов одномерного течения жидкости и вращения рабочего колеса в рассматриваемой системе ЦН в общем виде представляется как система уравнений Лагранжа для обобщенных координат

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial T}{\partial q_j} = F_i, \quad j = 1, 2, ..., n, \tag{1}$$

где q_j, $\dot{q}_j$ — обобщенные координаты и скорости системы соответственно; T — кинетическая энергия системы; F_i — обобщенные силы, включающие кроме внешних дополнительные силы, связанные с потоками масс через границы участков $i = 1 \div 4$.

Полная кинетическая энергия системы представляет собой квадратичную форму обобщенных скоростей. В данном случае — это сумма кинетической энергии $T_{\text{гд}}$ жидкости, движущейся на участках $i = 1 \div 4$ гидродинамической подсистемы, и кинетической энергии $T_{\text{м}}$ вращающегося ротора насоса механической подсистемы.

Кинетическая энергия механической подсистемы

$$T_{\text{м}} = J\omega^2/2, \tag{2}$$

где J — суммарный момент инерции ротора насоса, включающий моменты инерции рабочего колеса и соединенных с ним механически вращающихся элементов передач и ротора привода насоса; ω — угловая скорость ротора насоса.

Кинетическая энергия гидродинамической подсистемы определяется суммой кинетических энергий жидкости, движущейся на участках $i = 1 \div 4$:

$$T_{\text{гд}} = \sum_{i=1}^{4} T_i, \quad i = 1 \div 4, \tag{3}$$

где $T_i = \frac{1}{2}\rho \int\limits_{(l_i)_1}^{(l_i)_2} v_i^2 S_i \mathrm{d}l_i$ — кинетическая энергия жидкости на участках $i = 1 \div 4$, определяемая из рассмотрения кинетической энергии элементарного объема жидкости длиной $\mathrm{d}l_i$ на участках; $v_i = v_i(l_i)$ — скорость жидкости на участках (l_i — координата вдоль оси потока); $S_i = S_i(l_i)$ — площадь поперечного сечения потока на участках.

Интегрирование проводится по длине участков от входа $(l_i)_1$ до выхода $(l_i)_2$. На неподвижных участках ($i = 1, 3, 4$) скорость $v_i = Q_i/S_i$, где $Q_i = Q_i(t)$ — расход жидкости. На вращающемся участке (рабочее колесо, $i = 2$) скорость v_2 определяется из параллелограмма скоростей (см. рис. 2, *б*): $v_2^2 = v_{2e}^2 + 2v_{2e}v_{2r}\cos(\widehat{\tau_{2e}, \tau_2}) + v_{2r}^2$, где $v_{2r} = v_{2r}(l_2, t)$

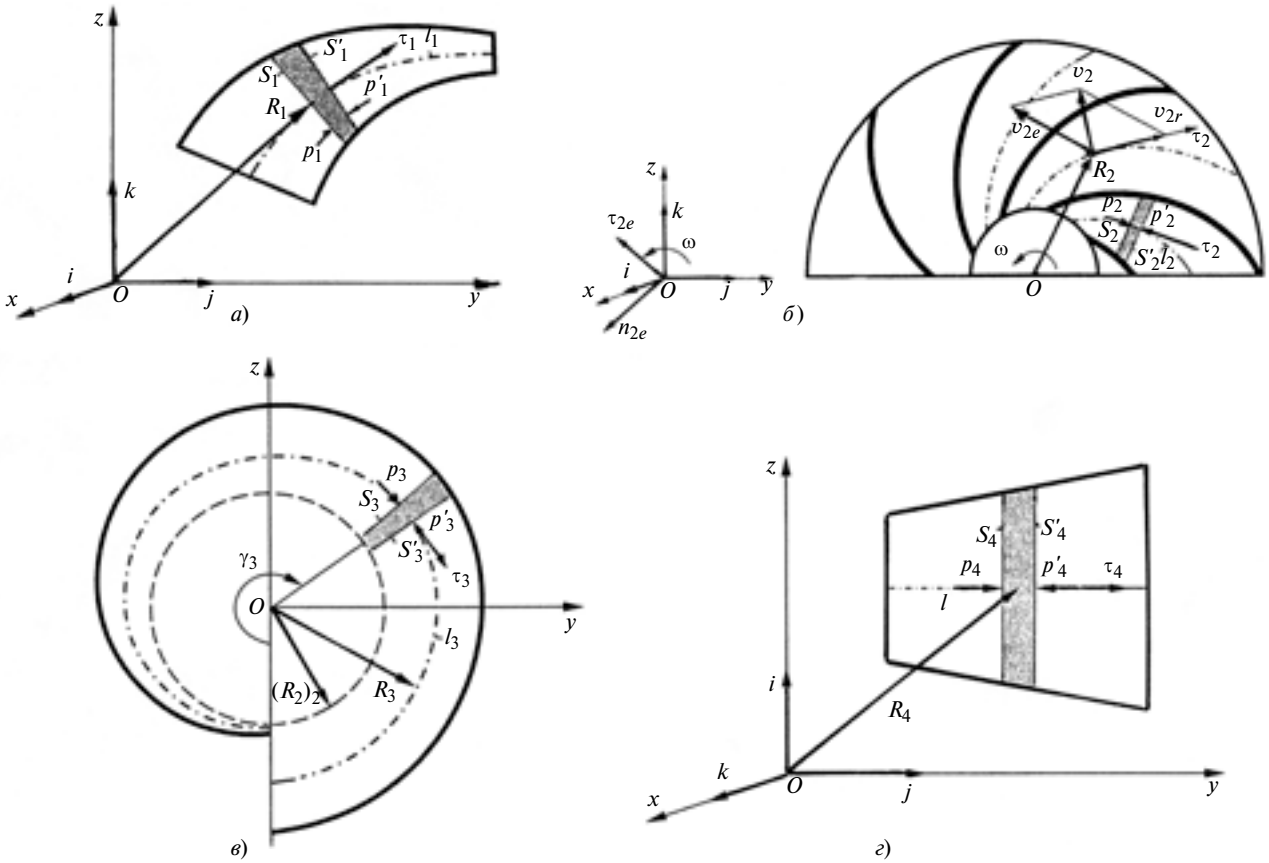


Рис. 2. Схемы движения жидкости в подводящем канале (*i* = 1) (*а*); в рабочем колесе (*i* = 2) (*б*); в отводящем канале (*i* = 3) (*в*); в диффузоре (*i* = 4) (*г*)

и $Q_2/(KS_2)$ — скорость движения относительно рабочего колеса (K — число каналов рабочего колеса, $S_2 = S_2(l_2)$ — площадь поперечного сечения потока в одном канале рабочего колеса); $v_{2e} = \omega R_2$ — переносная скорость, связанная с вращением рабочего колеса: $v_{2e} = v_{2e}(l_2, t)$, $\omega = \omega(t)$, $R_2 = R_2(l_2)$. Поскольку жидкость предполагается несжимаемой, то расходы на участках $i = 1, 2, 4$ одинаковы, т. е. $Q_i = Q$, $i = 1, 2, 4$, где Q — общий расход жидкости через насос. На участке отводящего канала ($i = 3$) расход Q_3 жидкости вследствие ее поступления из K каналов рабочего колеса меняется вдоль оси l_3. Его определяют по известной из теории ЦН методике [8]: $Q_3 = Q\gamma_3/(2\pi)$, где $\gamma_3 = \gamma_3(l_3)$ — угол кривой l_3 (см. рис. 2, *в*).

С учетом этих соотношений для кинетической энергии системы получим:

$$T = \frac{J\omega^2}{2} + \frac{\rho Q^2}{2}\left[\int\limits_{(l_1)_1}^{(l_1)_2}\frac{\mathrm{d}l_1}{S_1} + \frac{1}{4\pi^2}\int\limits_{(l_3)_1}^{(l_3)_2}\frac{\gamma_3^2}{S_3}\mathrm{d}l_3 + \int\limits_{(l_4)_1}^{(l_4)_2}\frac{\mathrm{d}l_4}{S_4}\right] +$$

$$+ K\int\limits_{(l_2)_1}^{(l_2)_2}\left(\omega^2 R_2^2 + \frac{Q^2}{K^2 S_2^2} + 2\omega R\frac{Q}{KS_2}\cos(\widehat{\tau_2;\ \tau_{2e}})\right) \times$$

$$\times\ S_2\mathrm{d}l_2. \qquad (4)$$

Судя по виду выражения (4), естественным является выбор в качестве обобщенных скоростей двух физических параметров: расхода жидкости через насос $\dot{q}_1 = Q$ и угловой скорости рабочего колеса $\dot{q}_2 = \omega$. Обобщенные координаты в виде интегралов от Q и ω имеют простой физический смысл, но интереса не представляют и, как показывает рассмотрение, в уравнения не входят, т. е. являются скрытыми.

Обобщенная сила F_1 определяется суммой распределенных по оси потока l_i на участках $i = 1, 2, 4$ внешних сил, действующих на жидкость во всех участках гидродинамической подсистемы, а также дополнительных сил, связанных с изменением материального состава в граничных сечениях участков $i = 1 \div 4$ и с вращением на участке $i = 2$ (рабочее колесо).

Внешними силами являются: сила F_{ip} гидродинамического давления, действующая в сечениях потока жидкости $S_i(l_i)$ на участках $i = 1 \div 4$; сила $F_{ig\text{ж}}$ тяжести; центробежная сила $F_{2\text{ц}}$; сила Кориолиса $F_{2\text{К}}$; сила F_r, связанная с движением жидкости в криволинейном канале. Выражения для указанных сил получается при их рассмотрении на длине $\mathrm{d}l_i$ элементарного объема жидкости на участках $i = 1 \div 4$ в проекции на направление $\vec{\tau}_i$ с последующим интегрированием по длине оси потока от входа $(l_i)_1$ до

выхода $(l_i)_2$ участка. При этом учитываются массы жидкости во всех K каналах рабочего колеса. Дополнительная сила $F_{i\text{м}}$, связанная с изменением материального состава, определяется в соответствии с работой [4]. Обусловленные вязкостью жидкости трение на поверхностях участков $i = 1 \div 4$ и диссипация энергии в потоке учитываются эмпирической функцией Δp_i, определяющей соответствующее снижение давления в участках. Для участков $i = 1, 3, 4$ величина Δp_i является функцией расхода: $\Delta p_i = \Delta p_i(Q)$. Для неподвижных участков $i = 1, 4$ Δp_i определяется с использованием известных в прикладной гидромеханике эмпирических зависимостей [1], а для участка отводящего канала ($i = 3$) — по полуэмпирической методике [9, 10]. На участке вращающегося рабочего колеса ($i = 2$) эта функция зависит не только от расхода, но и от угловой скорости ω рабочего колеса: $\Delta p_2 = \Delta p_2(Q, \omega)$ [11].

Таким образом, для обобщенной силы F_1 получаем:

$$F_1 = \sum_{i=1}^{4} [(p_i)_1 - (p_i)_2] + \rho g \sum_{i=1,3,4} \int_{(l_{2k})_1}^{(l_{2k})_2} \cos(\widehat{g, \tau_i}) \mathrm{q} l_i + \rho g \sum_{k=1}^{K} \int_{(l_{2k})_1}^{(l_{2k})_2} \cos(\widehat{g, \tau_{2k}}) \mathrm{d} l_{2k} + \rho \omega^2 \int_{(l_2)_1}^{(l_2)_2} R_2 \sin(\widehat{\tau_2, \tau_{2e}}) \mathrm{d} l_2 + 2\rho\omega \int_{(l_2)_1}^{(l_2)_2} v_{2r} R_2 \sin(\widehat{\omega, v_{2r}}) \cos(\widehat{n_2, \tau_2}) \mathrm{d} l_2 + \rho Q^2 \int_{(l_2)_1}^{(l_2)_2} \frac{R_2 \sin(\widehat{\tau_2, \tau_{2e}}) \cos(\widehat{n_2, \tau_2})}{K S_2 r_{2k}} \mathrm{d} l_2 + \frac{\rho Q^2}{2} \left(\frac{1}{(S_1)_1^2} - \frac{1}{(S_1)_2^2} \right) + \frac{\rho Q^2}{2K^2} \left(\frac{1}{(S_2)_1^2} - \frac{1}{(S_2)_2^2} \right) + \frac{\rho Q^2}{4\pi^2} \left(\frac{(\gamma_3)_1^2}{(S_3)_1^2} - \frac{(\gamma_3)_2^2}{(S_3)_2^2} \right) + \frac{\rho Q^2}{2} \left(\frac{1}{(S_4)_1^2} - \frac{1}{(S_4)_2^2} \right) - \sum_{i=1,3,4} \Delta p_i(Q) - \Delta p_2(Q, \omega), \quad (5)$$

где g — ускорение свободного падения; τ_{2k} — единичный вектор, перемещающийся вдоль оси l_2 k-го канала рабочего колеса в направлении увеличения ее координаты; $\omega^2 R$ — центробежное ускорение; $2\omega v_r \sin(\widehat{\omega_r, v_{2r}})$ — ускорение Кориолиса.

При вертикальном расположении оси насоса составляющие обобщенной силы, обусловленные силой тяжести, обращаются в ноль:

$$\rho g \sum_{i=1,3,4} \int_{(l_{2k})_1}^{(l_{2k})_2} \cos(\widehat{g, \tau_i}) \mathrm{d} l_i + \rho g \sum_{k=1}^{K} \int_{(l_{2k})_1}^{(l_{2k})_2} \cos(\widehat{g, \tau_{2k}}) \mathrm{d} l_{2k} = 0.$$

Окончательно получим:

$$F_1 = \sum_{i=1}^{4} [(p_i)_1 - (p_i)_2] + \rho\omega^2 \int_{(l_2)_1}^{(l_2)_2} R_2 \sin(\widehat{\tau_2, \tau_{2e}}) \mathrm{d} l_2 + \frac{\rho Q^2}{2} \left(\frac{1}{(S_1)_1^2} - \frac{1}{(S_1)_2^2} \right) + \frac{\rho Q^2}{2K^2} \left(\frac{1}{(S_2)_1^2} - \frac{1}{(S_2)_2^2} \right) + \frac{\rho Q^2}{4\pi^2} \left(\frac{(\gamma_3)_1^2}{(S_3)_1^2} - \frac{(\gamma_3)_2^2}{(S_3)_2^2} \right) + \frac{\rho Q^2}{2} \left(\frac{1}{(S_4)_1^2} - \frac{1}{(S_4)_2^2} \right) - \sum_{i=1,3,4}^{4} \Delta p_i(Q) - \Delta p_2(Q, \omega), \quad (6)$$

где $(p_i)_1$, $(p_i)_2$ — давление в живых сечениях $(S_i)_1$, $(S_i)_2$ соответственно на входе и выходе участков $i = 1 \div 4$.

Обобщенная сила F_2 определяется суммой действующих на рабочее колесо внешних моментов, а также моментов сил со стороны движущейся в нем жидкости. К внешним моментам относятся: момент $M_D(\omega, \theta)$, передаваемый на механическую подсистему от приводного двигателя (θ — параметр, характеризующий внешнее воздействие на привод насоса); момент $M_\text{т}(\omega)$, вызванный трением в подшипниках и уплотнениях ротора насоса и трением жидкости с внешней поверхностью дисков колеса (дисковое трение). Суммарный момент сил тяжести, действующих на рабочее колесо и движущуюся в нем жидкость, при вертикально расположенной оси насоса равен нулю, т. е. $M_{\text{ж}g} + M_{\text{к}g} = 0$. Моментами сил, действующих со стороны жидкости, являются: момент M_p силы гидродинамического давления, момент $M_\text{ц}$ центробежной силы и момент $M_\text{К}$ силы Кориолиса, обусловленные реакцией жидкости, движущейся относительно вращающегося колеса, а также момент M_r силы, связанной с движением вдоль криволинейной оси канала рабочего колеса.

Выражения для моментов, обусловленных действием жидкости, получаются интегрированием по длине оси потока от входа $(l_2)_1$ до выхода $(l_2)_2$ каналов рабочего колеса аналогичных моментов, действующих на элементарный объем жидкости в каждом канале, и суммированием по числу K каналов.

Выражения для моментов $M_\text{т}(\omega)$ определяются на основании работ [9, 11—14], посвященных теории гидравлических машин.

Окончательно получаем:

$$F_2 = M_D(\omega, \theta) - M_т(\omega) + K[(p_2)_1(S_2)_1(R_2)_1 \times$$
$$\times \cos(\widehat{\tau_2, \tau_{2e}})_1 - (p_2)_2(S_2)_2(R_2)_2\cos(\widehat{\tau_2, \tau_{2e}})] -$$
$$-\rho\omega Q \int_{(l_1)_1}^{(l_2)_2} R_2\sin(\widehat{\tau_2,\tau_{2e}})\mathrm{d}l + \rho Q^2 \int_{(l_2)_1}^{(l_2)_2} \frac{R_2\sin(\widehat{\tau_2, \tau_{2e}})}{KS_2r_{2k}}\mathrm{d}l_2, \quad (7)$$

где $(p_2)_1$ и $(p_2)_2$, $(S_2)_1$ и $(S_2)_2$, $(R_2)_1$ и $(R_2)_2$, $(\widehat{\tau_2, \tau_{2e}})_1$ и $(\widehat{\tau_2, \tau_{2e}})_2$ — давления, площади живого сечения потока, радиусы оси l_2 потока, углы между векторами τ_2, τ_{2e} в сечениях соответственно на входе и выходе каналов на участке $i = 2$.

После дифференцирования выражения (4) для кинетической энергии системы в соответствии с системой уравнений Лагранжа (1) и подстановки в нее выражений (6), (7) при $N = 2$, $\dot{q}_1 = Q$, $\dot{q}_2 = \omega$ получим:

$$\begin{cases} \rho\dot{Q}\left[\int_{(l_1)_1}^{(l_1)_2}\frac{\mathrm{d}l_1}{S_1} + \int_{(l_4)_1}^{(l_4)_2}\frac{\mathrm{d}l_4}{S_4} + \int_{(l_3)_1}^{(l_3)_2}\frac{\gamma_3^2\mathrm{d}l_3}{S_3} + \frac{1}{K}\int_{(l_2)_1}^{(l_2)_2}\frac{\mathrm{d}l_2}{S_2}\right] + \\ + \rho\dot{\omega}\int_{(l_2)_1}^{(l_2)_2} R_2\cos(\widehat{\tau_2, \tau_{2e}})\mathrm{d}l_2 = \sum_{i=1}^{4}[(p_i)_1 - (p_i)_2] + \\ + \sum_{i=1,3,4}\rho g[(z_i)_1 - (z_i)_2] + \sum_{k=1}^{K}\rho g[(z_{2k})_1 - (z_{2k})_2] + \\ + \rho\omega^2\int_{(l_2)_1}^{(l_2)_2} R_2\sin(\widehat{\tau_2, \tau_{2e}})\mathrm{d}l_2 + \frac{\rho Q^2}{2}\left(\frac{1}{(S_1)_1^2} - \frac{1}{(S_1)_2^2}\right) + \\ + \frac{\rho Q^2}{2K^2}\left(\frac{1}{(S_2)_1^2} - \frac{1}{(S_2)_2^2}\right) + \frac{\rho Q^2}{4\pi^2}\left(\frac{(\gamma_3)_1^2}{(S_3)_1^2} - \frac{(\gamma_3)_2^2}{(S_3)_1^2}\right) + \frac{\rho Q^2}{2} \times \\ \times\left(\frac{1}{(S_4)_1^2} - \frac{1}{(S_4)_2^2}\right) - \sum_{i=1,3,4}\Delta p_i(Q) - \Delta p_2(\omega, Q); \quad (8) \\ \dot{\omega}\left(J + \rho K\int_{(l_2)_1}^{(l_2)_2} R_2^2 S_2\mathrm{d}l_2\right) + \rho\dot{Q}\int_{(l_2)_1}^{(l_2)_2} R_2\cos(\widehat{\tau_2, \tau_{2e}})\mathrm{d}l_2 = \\ = M_D(\omega, \theta) - M_т(\omega) + K[(p_2)_1(S_2)_1(R_2)_1 \times \\ \times\cos(\widehat{\tau_2, \tau_{2e}})_1 - (p_2)_2(S_2)_2(R_2)_2\cos(\widehat{\tau_2, \tau_{2e}})] - \\ - 2\rho\omega Q\int_{(l_2)_1}^{(l_2)_2} R_2\sin(\widehat{\tau_2, \tau_{2e}})\mathrm{d}l_2 + \\ + \rho Q^2\int_{(l_2)_1}^{(l_2)_2}\frac{R_2\sin(\widehat{\tau_2, \tau_{2e}})}{KS_2r_{2k}}\mathrm{d}l_2. \quad (9) \end{cases}$$

Таким образом, получена система двух дифференциальных уравнений (8) и (9) первого порядка относительно обобщенных скоростей Q и ω. Эти величины описывают состояние системы. Коэффициенты и нелинейные зависимости в этих уравнениях определяются известными геометрическими параметрами рассматриваемого насоса и физическими характеристиками рабочей жидкости.

Для использования полученных уравнений при расчетах и исследованиях следует учесть равенство давлений в узлах соединения участков гидродинамической подсистемы: $(p_i)_1 = (p_{i-1})_2$, $i = 2, 3, 4$. Вследствие этого в выражении (8) первое слагаемое примет вид: $\sum_{i=1}^{4}[(p_i)_1 - (p_i)_2] = (p_1)_1 - (p_4)_2$, т. е. будет равно разности давлений на входе и выходе насоса. Эта разность определяется из условия для концевых сечений системы $(p_1)_1 - (p_4)_2 = p_{i1} - p_{i2}$, где p_{i1} и p_{i2} — давления соответственно в начале и конце i-го участка ГС, содержащего насос, $i = \overline{1, N}$. Разность давлений $p_{i1} - p_{i2}$ определяется из уравнения движения жидкости на участке [3]:

$$\rho\dot{Q}\int_{l_{i1}}^{l_{i2}}\frac{\mathrm{d}l}{S(l)} = p_{i1} - p_{i2} + \rho g(z_{i1} - z_{i2}) +$$
$$+ \frac{\rho Q^2}{2}\left(\frac{1}{S_{i1}^2} - \frac{1}{S_{i2}^2}\right) - \Delta p_i(Q_i), \quad (10)$$

где z_1 и z_2 — ординаты поперечных сечений потока в начале и конце участка; $\Delta p_i(Q)$ — функция, описывающая потери энергии, обусловленные трением на поверхностях участков $i = 1 \div 4$ и диссипацией энергии в потоке на участках и определяемые с использованием известных в прикладной гидромеханике эмпирических зависимостей [1].

Кроме этого требуется задать движущий момент $M_D(\omega, \theta)$, передаваемый на вал насоса от приводного двигателя. Этот момент может определяться из уравнений соответствующих процессов в приводном двигателе, например электромагнитных и электромеханических в случае электропривода, или должен быть задан. Поскольку описание уравнений процессов в приводном двигателе выходит за рамки настоящей работы, а также учитывая, что время электрических переходных процессов в электроприводе значительно меньше, чем механических, изменение момента на валу насоса можно задать в виде известной функции времени $M_D = M_D(t)$.

Уравнения (8) и (9) совместно с начальными условиями и условиями в концевых сечениях, через которые насос взаимодействует с ГС, образуют математическую модель динамики механических и гидродинамических процессов в ЦН. На основе

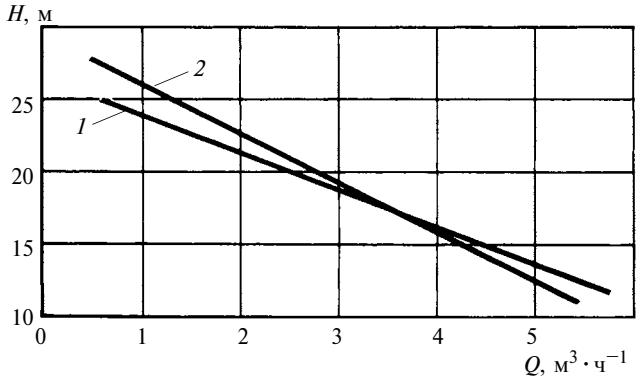


Рис. 3. Экспериментальная (*1*) и расчетная (*2*) гидравлические характеристики $H = H(Q)$ насоса специальной конструкции

этой математической модели с помощью разработанного алгоритма и программного комплекса проведен расчет процесса выхода на стационарный режим после включения для нескольких типов насосов. В результате расчетов получены режимные параметры в рабочей точке характеристики: $\Delta p_{\text{н}} = (Q, \omega)$ или $H = H(Q)$ — зависимости напора насоса от расхода.

Такая модель предназначена для изучения динамики центробежных насосов и гидравлических систем, содержащих эти насосы. В частности, эту модель как основу алгоритма численных расчетов можно использовать для получения гидравлической характеристики насоса в стационарном режиме. На базе этой модели с помощью разработанного алгоритма и программного комплекса проведены расчеты процессов выхода на стационарный режим после включения насоса. Сложность проведения такого расчета и установления адекватности получаемых результатов зависит от наличия достаточных данных по геометрии проточной части насоса, момента инерции ротора насоса и подсоединенных к нему вращающихся масс передаточного механизма и ротора привода, геометрии и сопротивления гидравлической сети, физических характеристик рабочей жидкости и ряда других данных, характеризующих процессы в приводном двигателе. Получить такие данные во многих случаях затруднительно. Для центробежного насоса специальной конструкции [13], по которому авторы располагают такой информацией, а также экспериментальными данными натурных испытаний этого насоса при постоянной угловой скорости рабочего колеса $\omega = 1440$ с$^{-1}$, выполнен расчет установившихся значений расхода Q и перепада $\Delta p_{\text{н}}$ давления на насосе после его включения при различных сопротивлениях сети. Результаты расчета и экспериментов представлены на рис. 3 в виде расчетной и экспериментальной гидравлических характеристик рассматриваемого насоса. Сравнение расчетных и экспериментальных данных показывает, что разработанная математическая модель с удовлетворительной степенью точности описывает взаимодействующие механические и гидромеханические процессы в ЦН при стационарных режимах работы.

Для более убедительного свидетельства справедливости представленного подхода к получению математической модели динамики ЦН необходимы обширный экспериментальный материал, информация о геометрии насосов, параметры гидравлической сети и приводного двигателя. Такие данные в настоящее время для различных типов ЦН отсутствуют. Однако предлагаемая методика позволяет осуществить требуемую постановку эксперимента, а также предоставляет инструмент для получения решений, необходимых при исследованиях динамики ГС.

Затруднения обоснования математических моделей, описывающих динамику ГС и ее отдельных элементов, обсуждаются в специальной литературе [4]. Для ЦН эта проблема является более сложной в связи с необходимостью рассмотрения не только нестационарных гидродинамических процессов, но и взаимодействующих с ними нестационарных механических. Источником данных для корректировки и необходимых дополнений к полученной математической модели могут служить современные расчетные модели течения жидкости в насосе для стационарных режимов при учете пространственных эффектов и, в частности, детерминированного вихреобразования и турбулентности с использованием современных пакетов стандартных программ (ASC, TASCFlow, Star CD, FlowVision). Такие исследования проводятся в настоящее время.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Чугаев Р. Р.** Гидравлика. Л.: Энергоиздат, 1982. 672 с.

2. **Хасилев В. Я.** и др. Методы и алгоритмы расчета тепловых сетей. М.: Энергия, 1978. 176 с.

3. **Смирнов Л. В.** Динамика гидромеханических процессов в гидросистемах. Основы прикладной аналитической гидромеханики // ICOVP—2001. Докл. 5-й междунар. конф. М.: ИМАШ, 2001. С. 416—420.

4. **Смирнов Л. В., Данилова Н. В.** Основы прикладной аналитической гидромеханики напорного течения несжимаемой жидкости. Новгород: Нижегородский ГУ, 2009. 64 с.

5. **Применение** прикладной аналитической гидромеханики и методов принятия оптимальных решений в задаче нахождения потокораспределения в гидросистемах / Л. В. Смирнов, В. А. Гришагин, Д. Н. Добряев, Н. В. Данилова // Вестник Нижегородского государственного университета им. Н. И. Лобачевского. 2010. № 2(1). С. 144—154.

6. **Айзерман М. А.** Классическая механика: Учеб. пособие. М.: Наука, 1980. 367.с.

7. **Ланцош К.** Вариационные принципы механики. Киев. М.: Мир, 1965. 259 с.

УДК 621.833.6

Г. Ю. ВОЛКОВ, Э. В. РАТМАНОВ, Д. А. КУРАСОВ, кандидаты технических наук, С. В. КОЛМАКОВ (Курганский ГУ),
e-mail: vlkv48@mail.ru

Безводильная планетарная передача с сателлитами на двух уровнях

Предложена новая безводильная планетарная передача с тремя центральными зубчатыми колесами и сателлитами, расположенными на двух уровнях в шахматном порядке. Передача отличается высокой нагрузочной способностью и КПД при сравнительно небольших габаритных размерах.

Ключевые слова: безводильная планетарная передача, сателлиты, коэффициент полезного действия, нагрузочная способность.

A new spiderless planetary gear with three central gear wheels and satellites, located on two levels in staggered rows, has been proposed. The gear is characterized by high load-carrying capacity and the efficiency factor at comparatively small overall dimensions.

Keywords: spiderless planetary gear, satellites, efficiency factor, load-carrying capacity.

Редукторы приводов запорно-регулирующей трубопроводной арматуры, подъемников, бурового оборудования, компонуемые вокруг некоторого центрального вала или стержня, должны иметь минимальные габаритные размеры. Этим компоновочным требованиям идеально соответствует безводильная планетарная передача (БПП) с сателлитами на двух уровнях [1] (рис. 1). Однако данная передача имеет существенные недостатки. Усилие циркулирует в контуре, включая в работу три зубчатые зацепления. Как минимум одно из колес имеет малое число зубьев. Зацепления беззазорные, при этом силовые взаимодействия (включая трение) происходят по двум боковым сторонам зуба. Это отрицательно сказывается на КПД передачи и нагрузочной способности зацеплений.

Цель проведенных исследований — определение параметров данной передачи, позволяющих найти область ее применения.

Устройство и кинематика БПП

Предлагаемая БПП (см. рис. 1) состоит из ведущего центрального колеса *1* с наружными зубьями и двух силовых центральных зубчатых колес — зубчатого колеса *2* с наружными зубьями и колеса *3* с внутренними. В зависимости от назначения привода любое из силовых зубчатых колес может быть остановлено, т. е. стать опорным,

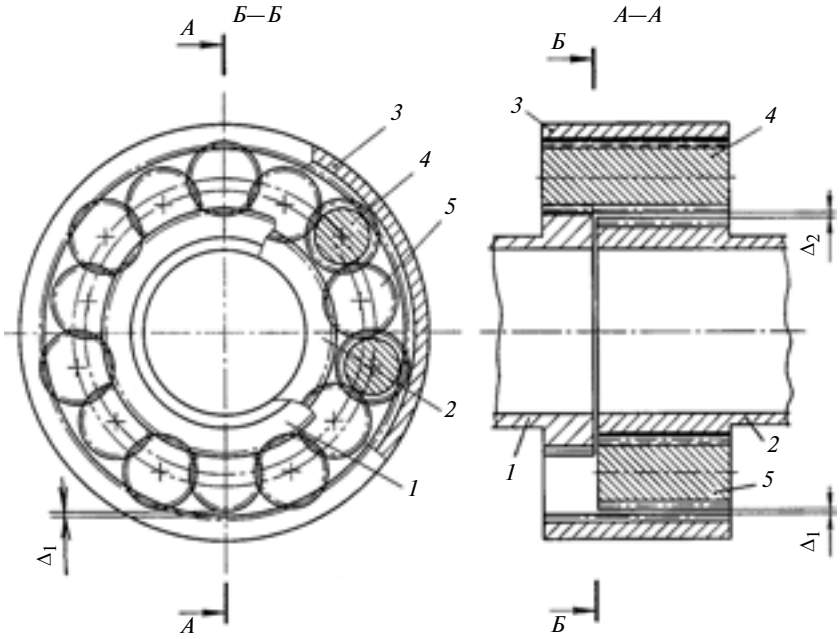


Рис. 1. Безводильная планетарная передача с сателлитами на двух уровнях

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 3)

8. **Ломакин А. А.** Центробежные и осевые насосы. М.-Л.: Машиностроение, 1966. 364 с.

9. **Жарковский А. А.** Математическое моделирование рабочих процессов в центробежных насосах низкой и средней быстроходности для решения задач автоматизированного проектирования: Дис. ... д-ра техн. наук / СПбГТУ. СПб, 2001. 568 с.

10. **Малюшенко В. В., Головин В. А.** О дисковых потерях в ступенях центробежных насосов низкой быстроходности // Изв. вузов. 1974. № 3. С. 32—45.

11. **Шкарбуль С. Н., Жарковский А. А.** Гидродинамика потока в рабочих колесах центробежных турбомашин / СПб.: СПбГТУ, 1996. 356 с.

12. **Горгиджанян С. А.** Гидравлические расчеты проточной части центробежных насосов. Методические указания. Л.: ЛПИ, 1982. 39 с.

13. **Русецкая Г. В.** Исследование и основы проектирования радиального насоса трения: Дис. ... канд. техн. наук / Н/Новгород, 1996. 155 с. Машинопись.

14. **Попов Д. Н.** Нестационарные гидромеханические процессы. М.: Машиностроение, 1982. 239 с.

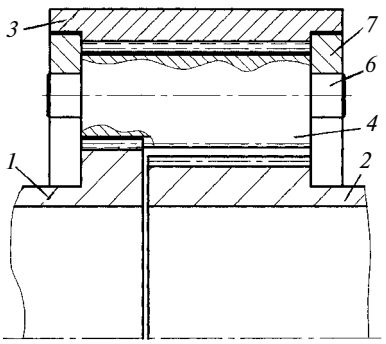


Рис. 2. БПП с опорными кольцами (осевой разрез)

тогда другое будет ведомым. Сателлиты *4* и *5* расположены на двух уровнях в шахматном порядке. Сателлиты *5* взаимодействуют с центральным силовым зубчатым колесом *2*, а сателлиты *4* — с центральным силовым колесом *3* и с сателлитами *5*, причем каждый сателлит *4* взаимодействует с двумя сателлитами *5* и наоборот. Ведущее центральное зубчатое колесо *1* взаимодействует с сателлитами *4*. Ширина сателлитов *4* и зубчатого колеса *3* больше ширины сателлитов *5* и зубчатого колеса *2* в 1,3÷1,5 раза. Зазоры Δ_1 и Δ_2 между вершинами невзаимодействующих зубьев должны быть минимальными.

При работе передачи центральное ведущее зубчатое колесо *1* вращает сателлиты *4*. В этом зацеплении имеется боковой зазор, т. е. условия зацепления такие же, как и в обычной зубчатой передаче. Контакт сателлитов *4* и *5* между собой и с силовыми центральными зубчатыми колесами *2* и *3* происходит в условиях отсутствия внешней фиксации соответствующих межосевых расстояний, т. е. без бокового зазора.

На рис. 2 показана модификация передачи, изображенной на рис. 1. Сателлиты *4* на торцах имеют цилиндрические цапфы *6*, по которым обкатываются плавающие кольца *7*, воспринимающие радиальную нагрузку, тем самым разгружая зацепление, находящееся в наиболее неблагоприятных условиях (по углу давления). Плавающие кольца *7* не оказывают влияния на кинематику механизма.

Параметры передачи: число пар сателлитов $K = 7$; числа зубьев сателлитов *4* и *5* $z_c = z_4 = z_5 = 18$; числа зубьев центральных зубчатых колес $z_1 = 66$, $z_2 = 60$, $z_3 = 102$. При таком соотношении чисел зубьев обеспечиваются условия сборки всех зацеплений данной передачи.

Передаточное отношение зубчатых колес *1* и *3* при остановленном центральном колесе *2*

$$i_{1\text{-}3o2} = \frac{1 + z_2/z_1}{1 - z_2/z_3} = 4{,}64; \quad (1)$$

при остановленном колесе *3*

$$i_{1\text{-}2o3} = \frac{1 + z_3/z_1}{1 - z_3/z_2} = -3{,}64. \quad (2)$$

Между передаточными отношениями $i_{1\text{-}3o2}$ и $i_{1\text{-}2o3}$ существует связь: $i_{1\text{-}3o2} = 1 - i_{1\text{-}2o3}$.

Приближенно числа зубьев центральных колес можно выразить через число K пар сателлитов и число z_c зубьев сателлитов:

$$z_3 = z_c(1{,}2 + 2K/\pi); \quad (3)$$

$$z_1 = z_3 - 2z_c; \quad (4)$$

$$z_2 = z_3 - 2{,}4z_c. \quad (5)$$

Подставив в формулы (1) и (2) числа зубьев центральных колес, рассчитанные по формулам (3)—(5), получим приближенные зависимости передаточных отношений $i_{1\text{-}3o2}$ и $i_{1\text{-}2o3}$ от числа K (рис. 3, *а*). В предварительных расчетах можно использовать аппроксимирующие зависимости: $i_{1\text{-}3o2} = 0{,}56(1 + K)$; $i_{1\text{-}2o3} = 0{,}56(1 - K)$.

КПД механизма

Готовыми формулами для расчета КПД планетарной передачи в данном случае воспользоваться нельзя. Наиболее общий подход к КПД [2] предполагает определение потерь в зацеплениях. Общие потери $P_м$ механизма складываются из потерь в четырех зацеплениях, три из которых центроидные беззазорные: $P_м = P_{1c} + P_{2c} + P_{cc} + P_{3c}$, где P_{1c}, P_{2c}, P_{cc}, P_{3c} — потери соответственно в зацеплениях "зубчатое колесо *1* — сателлит", "зубчатое колесо *2* — сателлит", "сателлит — сателлит", "зубчатое колесо *3* — сателлит".

Потери в зацеплении находим по формуле $P_i = fR_iv_i$, где f — коэффициент трения; R_i — нормальная сила в i-ом зацеплении; v_i — расчетная скорость скольжения в i-ом зацеплении.

Мощность, затраченная на входе $P_1 = F_{t1}v_1$, где F_{t1} — окружная сила. КПД механизма находим по формуле $\eta = 1 - \psi$, где

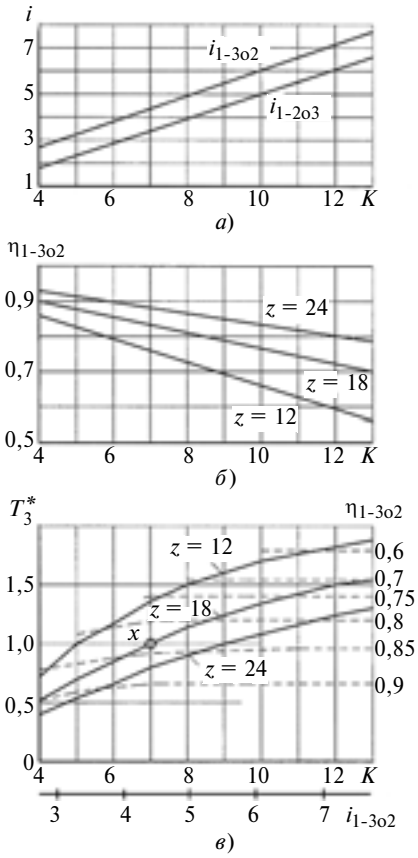


Рис. 3. Зависимости изменения передаточных отношений для колес *1*, *3* ($i_{1\text{-}3o2}$) и *1*, *2* ($i_{1\text{-}2o3}$) (*а*), КПД $\eta_{1\text{-}3o2}$ (*б*) и относительного выходного момента T_3^* (*в*) от числа *K* пар сателлитов при разных *z* (*x* — значение для контрольной передачи)

$\psi = P_м/P_1$ — коэффициент потерь. Потери в зацеплениях "зубчатое колесо *2* — сателлит", "сателлит — сателлит", "зубчатое колесо *3* — сателлит" увеличены, так как в центроидных парах имеет место трение по двум боковым поверхностям зуба.

По разработанной методике силового анализа БПП были рассчитаны нормальные силы, приложенные к боковым поверхностям зубьев. Опуская расчеты, приведем полученные приближенные аппроксимирующие зависимости для КПД при коэффициенте трения $f = 0{,}8$:

при неподвижном колесе *2* без опорных колец $\eta_{1\text{-}3o2} = 1 - 0{,}41K/z_c$;

при неподвижном колесе *3* без опорных колец $\eta_{1\text{-}2o3} = 1 - 0{,}41(K + 2)/z_c$; (6)

при неподвижном колесе *2* с опорными кольцами $\eta_{1\text{-}3o2} = 1 - 0{,}33K/z_c$;

при неподвижном колесе *3* с опорными кольцами $\eta_{1\text{-}2o3} = 1 - 0{,}33(K + 2)/z_c$.

Зависимости $\eta_{1\text{-}3o2}$ от K и z_c (без опорных колец) показаны на рис 3, *б*.

КПД механизма был также определен экспериментально на двух опытных редукторах. Для передачи с параметрами (см. рис. 1): $K = 7$, $z_c = 18$, $z_3 = 102$, $i_{1\text{-}2o3} = -3{,}64$ в режиме остановленного центрального колеса *3* с наружными зубьями экспериментальный КПД составил 0,825÷0,785 (снижение с ростом нагрузки). По формуле (6) получим $\eta_{1\text{-}2o3} = 0{,}795$. КПД передачи с тем же центральным венцом ($z_3 = 102$), но с параметрами $K = 13$, $z_c = 11$, $i_{1\text{-}2o3} = -6{,}65$ в режиме остановленного центрального колеса *3* составил 0,5÷0,45 (расчетный $\eta_{1\text{-}2o3} = 0{,}44$). Таким образом, экспериментальные и расчетные данные сопоставимы.

Анализ показал, что КПД передачи падает с увеличением числа K пар сателлитов, а следовательно, и с увеличением передаточного числа, и растет с увеличением числа зубьев сателлитов, в том числе за счет уменьшения модуля. Очевидно, что значения КПД ниже 0,7 неприемлемы. Однако рассматриваемая передача имеет и параметрическую область, обеспечивающую КПД 0,8÷0,95.

Нагрузочная способность БПП

Ответим на два вопроса: какова нагрузочная способность БПП в сравнении с другими передачами, и какие соотношения ее параметров обеспечивают наибольшую нагрузочную способность.

В качестве основного критерия нагрузочной способности передачи принимаем изгибную прочность зубьев [3]:

$$F_t k_F Y_F/(bm) \leqslant \sigma_F, \qquad (7)$$

где k_F — уточняющий полуэмпирический коэффициент; Y_F — коэффициент формы зуба; b — ширина зубчатого колеса; m — модуль; $[\sigma_F]$ — допустимое напряжение; F_t — окружная сила в наиболее нагруженном зацеплении.

Наибольшая сила действует в зацеплении зубчатых колес *3* и *4* (если нет опорных колец), но сателлиты *4* имеют бóльшую длину, чем сателлиты *5*. В итоге нагруженность зубьев во всех центроидных парах оказывается приблизительно одинаковой. Для расчетов используем силу F_{t2}, действующую в зацеплении колес *2* и *5*.

В формулу (7) подставим ширину b_2 колеса *2*. Особенность данной БПП состоит в том, что деформация скручивания сателлитов обусловлена только относительно малой силой F_{t1}, приложенной со стороны ведущего колеса. При этом деформации сателлитов двух уровней частично компенсируют друг друга, что позволяет использовать сателлиты, ширина которых превышает ширину колеса в 1,5÷2 раза и более.

Ожидаемые абсолютные показатели нагрузочной способности БПП определяли для передачи с параметрами: сателлиты — $K = 7$, $z_c = z_4 = z_5 = 18$; центральные колеса — $z_1 = 66$, $z_2 = 60$, $z_3 = 102$; передаточные отношения $i_{1\text{-}3o2} = 4{,}64$ и $i_{1\text{-}2o3} = -3{,}64$.

В соответствии с неравенством (7) один сателлит может выдержать окружную нагрузку:

$$F_{t2} = \frac{[\sigma_F] b_2 m}{k_F Y_F}. \qquad (8)$$

Принимаем: $Y_F = 3{,}3$ (при коэффициенте $x = 0{,}6$); $m = 2{,}5$ (начальные диаметры: $d_{wc} = 47$, $d_{w1} = 168$, $d_{w3} = 260$); $b_2 = 47$; $k_F = 1{,}5$; допустимые напряжения: длительные — $[\sigma_F^д] = 400$ МПа, кратковременные — $[\sigma_F^к] = 1000$ МПа.

По формуле (8) длительная нагрузка $F_{t2}^д = 9500$ Н, кратковременная $F_{t2}^к = 23700$ Н. Окружные нагрузки на зубчатое колесо *1*: $F_{t1}^д = 1690$ Н и $F_{t1}^к = 4230$ Н.

Искомый момент на ведомом колесе *3* при остановленном колесе *2* находим по формуле

$$T_{3o2} = \frac{(K-1)\eta_{1\text{-}3o2} i_{1\text{-}3o2} F_{t1} d_{w1}}{2}, \qquad (9)$$

момент на зубчатом колесе *2*

$$T_{2o3} = \frac{(K-1)\eta_{1\text{-}2o3} i_{1\text{-}2o3} F_{t1} d_{w1}}{2}. \qquad (10)$$

Тогда $T_{3o2}^д = 3290$ Н·м; $T_{3o2}^к = 8250$ Н·м; $T_{2o3}^д = 2440$ Н·м; $T_{2o3}^к = 6100$ Н·м.

Для сравнения: серийный планетарный редуктор ЗМП-71М производства НТЦ "Редуктор", имеющий аналогичные радиальные размеры, длительно выдерживает крутящий момент на выходном валу 1900 Н·м. Таким образом, предлагаемая БПП имеет относительно высокую нагрузоч-

ную способность. Кроме того, существует возможность увеличения длины сателлитов, а с учетом того, что ручные приводы запорной трубопроводной арматуры, для которых и предназначена данная передача, работают кратковременно, то данная БПП имеет достаточную нагрузочную способность.

Сравнение параметрических вариантов БПП проводили исходя из двух предположений: I — b_2/d_{w3} = const, II — b_2/d_{wc} = const. Для ориентировочной оценки нагрузочной способности принимали среднюю арифметическую окружную силу по двум вариантам: $F_{t1} = (F_{t1}^{\mathrm{I}} + F_{t1}^{\mathrm{II}})/2$.

Развиваемый момент на выходных звеньях определяли по формулам (9) и (10). Для сравнительного анализа нагрузочной способности БПП с разными параметрами использовали относительный момент T^* — отношение предельного момента на ведомом зубчатом колесе, рассчитанного для каждого варианта, к моменту, относящемуся к одному из вариантов. В качестве контрольного варианта выбрана передача с параметрами $K = 7$, $z_c = 18$ с остановленным зубчатым колесом *2*, т. е. $T_3^* = 1$. Зависимость максимального относительного момента T_3^* для разных чисел z_c зубьев сателлитов от числа K пар сателлитов (или от передаточного отношения $i_{1\text{-}3o2}$) показана на рис. 3, *в*.

Анализ показал следующее: предельный выходной момент T_2^* для БПП с остановленным колесом *3* несколько меньше, чем момент T_3^* при остановленном колесе *2*; предельный выходной момент растет с уменьшением z_c при постоянном K, но при этом резко снижается КПД; момент растет с увеличением числа K пар сателлитов при постоянном z_c, однако при этом снижается КПД.

Возможности БПП иллюстрируют зависимости $T_3^*(K)$ (сплошные линии) и КПД η (штриховые линии), представленные на рис. 3, *в*. При правильно выбранных z_c и K существует обратное соответствие между предельным моментом T_3^* и КПД $\eta_{1\text{-}3o2}$ передачи. Так, при $\eta_{1\text{-}3o2} = 0{,}9$ максимальный момент T_3^* в 3 раза меньше, чем при $\eta_{1\text{-}3o2} = 0{,}6$ и в 2 раза меньше, чем при 0,75÷0,8.

Теоретически достаточно высокий КПД, например 0,8, и соответствующую ему нагрузочную способность можно обеспечить при любом числе K, в том числе при сколь угодно большом, т. е. при неограниченно большом передаточном отношении. Однако для этого следует использовать сателлиты с очень большим значением z_c, т. е. очень мелкомодульные. Практически максимальное число z_c ограничено, а следовательно, ограничено и максимальное передаточное отношение БПП. При $K < 4$ передача имеет слишком малое передаточное отношение и малое центральное отверстие, т. е. теряет все свои преимущества. Рациональными представляются диапазон числа K пар сателлитов от 6 до 10 и соответствующие передаточные отношения $i_{1\text{-}3o2} = 4 \div 6$ и $i_{1\text{-}2o3} = -(3 \div 5)$.

Исследования показали, что безводильная планетарная передача с двумя уровнями сателлитов может иметь высокую нагрузочную способность, а в диапазоне передаточных чисел от 3 до 6 и достаточно высокий КПД ($\eta = 0{,}8 \div 0{,}9$). Благодаря небольшим габаритным размерам предлагаемую БПП можно использовать в редукторах приводов различного назначения, в частности в приводах запорно-регулирующей трубопроводной аппаратуры, что позволит существенно снизить их массогабаритные параметры.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Заявка** на изобретение № 2010116770: МПК F 16 H 1/28. Безводильная планетарная передача.

2. **Кудрявцев В. Н.** Планетарные передачи. Л.: Машиностроение, 1966. 308 с.

3. **Решетов Д. Н.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Правила подготовки рукописи опубликованы на 3-й полосе обложки журнала "Вестник машиностроения" № 2 за 2010 г.

УДК 62-82/-83:531.3

Ю. А. МЕДВЕДЕВ, В. П. КУЗНЕЦОВ, кандидаты технических наук (Владимирский ГУ), e-mail: medvedev@vladggu.ru

Анализ динамических свойств многодвигательного электрогидропривода с помощью функций чувствительности

Предложена методика оценки «малых» отклонений параметров от номинальных значений с помощью функций чувствительности амплитудных и фазовых частотных характеристик многодвигательного электрогидравлического привода. Приведен пример построения функций чувствительности электрогидравлических усилителей привода.

Ключевые слова: электрогидравлические приводы, системы управления, функции чувствительности.

The estimation technique of “small” declinations of parameters of amplitude- and phase-frequency responses of multimotor electro-hydraulic drive from nominal values with the help of the sensitivity functions has been proposed. The example of the sensitivity functions build-up for amplifiers of the electro-hydraulic drive is presented.

Keywords: electro-hydraulic drives, control systems, sensitivity functions.

Невозможность при создании многодвигательного электрогидравлического привода (МДЭГП) подбора абсолютно одинаковых по конструктивным параметрам элементов объединяемых приводов, их старение и изнашивание в процессе эксплуатации приводят к "дрейфу" характеристик этих приводов, что отражается на динамических свойствах МДЭГП и системы управления в целом [1].

Для оценки динамических свойств гидропривода при "малых" отклонениях параметров от их номинальных значений (не превышают 20÷30 %) воспользуемся методами теории чувствительности [2, 3]. С помощью функций чувствительности можно оценить степень влияния изменения параметров на качество работы привода или всей системы. Следует отметить, что при использовании теории чувствительности необходимо предварительно убедиться в "грубости" системы [4], и если поведение системы качественно не изменится в области возможных варьируемых параметров, то применение аппарата теории чувствительности можно считать правомерным.

Допустим, что МДЭГП (рис. 1) характеризуется случайными некоррелированными параметрами. Связь между "малыми" отклонениями параметров и приращениями показателей качества функционирования МДЭГП предполагается линейной. Поскольку для оценки динамических свойств привода чаще всего применяются частотные критерии качества, то и функции чувствительности будем находить как чувствительность его амплитудных и фазовых частотных характеристик к вариациям параметров.

Для определения функций чувствительности амплитудных и фазовых частотных характеристик МДЭГП используем формулы численного дифференцирования [1, 5]:

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial A(\omega)}{\partial \alpha_i} &= \frac{A(\omega, \alpha_i + \Delta\alpha_i) - A(\omega, \alpha_i - \Delta\alpha_i)}{2\Delta\alpha_i}; \\ \frac{\partial \varphi(\omega)}{\partial \alpha_i} &= \frac{\varphi(\omega, \alpha_i + \Delta\alpha_i) - \varphi(\omega, \alpha_i - \Delta\alpha_i)}{2\Delta\alpha_i}, \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где $A(\omega) = \mathrm{Mod}[W(j\omega)]$ и $\varphi(\omega) = \mathrm{Arg}[W(j\omega)]$ — модуль и аргумент передаточной функции МДЭГП; $\Delta\alpha_i$ — приращение варьируемого параметра ($i = 1, 2, ..., l$).

Частотные критерии наиболее разработаны в отношении оценки устойчивости. Их можно получить по показателю колебательности, определяемому в соответствии с работами [6—8] по формуле

$$M = \mathrm{Mod}\left[\frac{W(j\omega)}{1 + W(j\omega)}\right]_{\max}, \quad (2)$$

где M — показатель колебательности, равный максимальному значению модуля передаточной функции системы с МДЭГП; $W(j\omega)$ — передаточная функция МДЭГП.

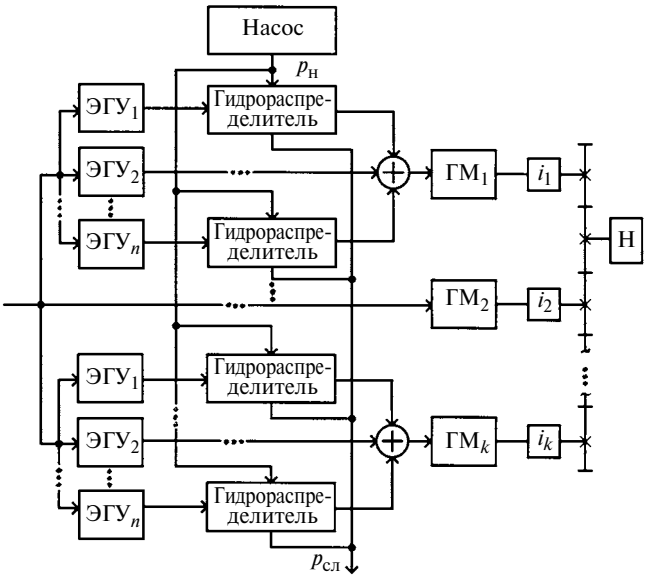


Рис. 1. Обобщенная функциональная схема МДЭГП:
ЭГУ$_1$÷ЭГУ$_n$ — электрогидравлические усилители; ГМ$_1$÷ГМ$_k$ — гидродвигатели; Н — нагрузка; i_1÷i_k — редукторы; $p_н$ и $p_{сл}$ — давления нагнетания и слива

Максимальное значение показателя колебательности характеризует запас устойчивости при случайных вариациях параметров МДЭГП.

Для получения требуемого запаса устойчивости по фазе необходимо по найденному значению M построить запретную область по формуле

$$\mu = \arccos\frac{\sqrt{M^2-1}}{M}. \qquad (3)$$

где μ — запас по фазе.

Чтобы фазовая частотная характеристика МДЭГП не заходила в запретную область, необходимо, чтобы допустимые отклонения частотных характеристик удовлетворяли неравенству:

$$20\lg\frac{M}{M+1} \leqslant A(\omega) \leqslant 20\lg\frac{M}{M-1}. \qquad (4)$$

С учетом частотных функций чувствительности (1) амплитудная и фазовая частотные характеристики МДЭГП будут иметь вид:

$$\left.\begin{aligned} A(\omega) &= A_{\text{н}}(\omega) + \sum_{i=1}^{l} S_i^A(\omega)\Delta\alpha_i; \\ \varphi(\omega) &= \varphi_{\text{н}}(\omega) + \sum_{i=1}^{l} S_i^{\varphi}(\omega)\Delta\alpha_i, \end{aligned}\right\} \qquad (5)$$

где $A_{\text{н}}(\omega)$ и $\varphi_{\text{н}}(\omega)$ — амплитудная и фазовая частотные характеристики при номинальных значениях параметров; $S_i^A(\omega) = \partial A(\omega)/\partial\alpha_i\big|_{\Delta\alpha_i=0}$ и $S_i^{\varphi}(\omega) = \partial\varphi(\omega)/\partial\alpha_i\big|_{\Delta\alpha_i=0}$ — функции чувствительности первого порядка амплитудной и фазовой частотных характеристик.

Если предположить, что разброс параметров подчиняется нормальному закону распределения и выполняется закон "трех сигм", что во многих практических случаях оправдывается при оценке разброса его величиной, равной одной трети предельного производственного допуска, то для частотных характеристик (5) будем иметь также нормальный закон распределения. В этом случае математические ожидания и дисперсии частотных характеристик таковы:

$$\left.\begin{aligned} M[A(\omega)] &= A_{\text{н}}(\omega); \\ D[A(\omega)] &= \sum_{i=1}^{l} [S_i^A(\omega)]^2 D[\alpha_i]; \end{aligned}\right\} \qquad (6)$$

$$\left.\begin{aligned} M[\varphi(\omega)] &= \varphi_{\text{н}}(\omega); \\ D[\varphi(\omega)] &= \sum_{i=1}^{l} [S_i^{\varphi}(\omega)]^2 D[\alpha_i]; \end{aligned}\right\} \qquad (7)$$

а вероятность выполнения заданных динамических свойств системы с МДЭГП в функции частоты:

$$P(\omega) = P\left\{20\lg\frac{M}{M+1} \le A(\omega) \le 20\lg\frac{M}{M-1}\right\} =$$

$$= \frac{1}{2}\left\{\Phi\left[\frac{20\lg\frac{M}{M-1} - A_{\text{н}}(\omega)}{\sqrt{D[A(\omega)]}}\right] - \Phi\left[\frac{20\lg\frac{M}{M+1} - A_{\text{н}}(\omega)}{\sqrt{D[A(\omega)]}}\right]\right\}, \qquad (8)$$

где $\Phi(z) = \frac{2}{\sqrt{\pi}}\int_0^z e^{-t^2}\,dt$ — интеграл вероятности [9, 10].

Проанализируем динамические свойства системы управления с двухдвигательным электрогидроприводом (ЭГП) с дроссельным регулированием при 20 % вариациях параметров от их номинальных значений. Расчет логарифмических амплитудных и фазовых частотных характеристик и функций чувствительности по изложенной методике выполнен на ЭВМ [1, 11]. Анализ результатов расчета показал, что амплитудная и фазовая частотные характеристики двухдвигательного ЭГП чувствительны к изменению почти всех параметров объединяемых приводов. Наибольшее влияние на чувствительность частотных характеристик оказывают вариа-

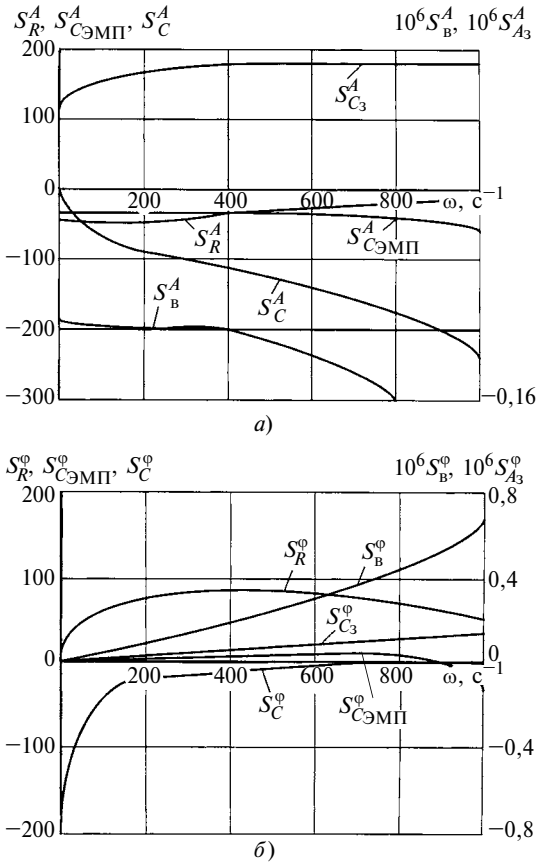


Рис. 2. Функции чувствительности амплитудных частотных характеристик (*а*) и фазовых частотных характеристик (*б*) двухдвигательного ЭГП по параметрам ЭГУ

ции конструктивных параметров электрогидравлических усилителей (ЭГУ). На рис. 2 показаны функции чувствительности частотных характеристик двухдвигательного привода при вариации некоторых параметров ЭГУ (указаны нижними индексами: R — выходное сопротивление усилителя ЭМП; $C_{ЭМП}$ — жесткость гибкой подвески и магнитной системы ЭМП; C — жесткость обобщенной статической характеристики ЭМП с учетом гидродинамической силы; в — коэффициент вязкого трения; $A_з$ — площадь торцевой части золотника). Для одних параметров характерно возрастание чувствительности характеристик с ростом частоты ω входных воздействий. Для других параметров существует критическая частота, при которой чувствительность характеристик максимальна, поэтому контролировать параметры для ухудшения работы системы управления следует на этих частотах. Для большинства систем управления показатель колебательности имеет сравнительно узкие пределы (M = 1,1÷1,5). При M = 1,3 и нормальном законе распределения параметров в соответствии с формулой (8) вероятность выполнения заданных свойств системы с двухдвигательным ЭГП в зависимости от частоты составит $P(\omega)$ = 0,928.

Итак, с помощью функций чувствительности можно оценить влияние случайных вариаций большого числа параметров многодвигательного электрогидравлического привода на динамику системы автоматического управления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Медведев Ю. А., Кузнецов В. П.** Графоаналитический метод анализа и синтеза следящих гидроприводов со случайными параметрами // 10-я конференция по гидравлическим механизмам. Брно: Дом техники ЧСВТС, 1982. С. 27—35.
2. **Методы** теории чувствительности в автоматическом управлении / Под ред. Е. Н. Розенвассера и Р. М. Юсупова, Л.: Энергия, 1971. 386 с.
3. **Розенвассер Е. Н., Юсупов Р. М.** Чувствительность систем автоматического управления. М.: Энергия, 1969. 352 с.
4. **Андронов А. А., Витт А. А., Хайкин С. Э.** Теория колебаний. М.: Физматгиз, 1959. 785 с.
5. **Методы** улучшения характеристик гидравлических систем управления больших ракет (обзор) // Вопросы ракетной техники. 1965. № 5. 135 с.
6. **Бесекерский В. А., Попов Е. П.** Теория систем автоматического регулирования. М.: Наука, 1972. 497 с.
7. **Динамика** следящих приводов / Под ред. Я. В. Рабиновича. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1982. 415 с.
8. **Черноруцкий Г. С., Сибрин А. П., Жабреев В. С.** Следящие системы автоматических манипуляторов. М.: Наука, 1987. 378 с.
9. **Вентцель Е. С.** Теория вероятностей. М.: Высшая школа, 1999. 575 с.
10. **Вентцель Е. С., Овчаров Л. А.** Теория вероятностей и ее инженерные приложения. М.: Высшая школа, 2000. 354 с.
11. **Медведев Ю. А., Кузнецов В. П.** Анализ динамических свойств многодвигательного электрогидравлического привода с помощью функций чувствительности // Библиографический указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы". 2010. № 4. б/о 35. № 118-В2010. 10 с.

УДК 62-251:62-755

С. М. БЕЛОБОРОДОВ, канд. техн. наук, А. Ю. КОВАЛЕВ (НПО "Искра", г. Пермь), e-mail: iskra@iskra.perm.ru

Методы минимизации локальных монтажных дисбалансов сборного ротора

Предложена методика описания локальных дисбалансов в плоскости вращения вала и ротора. Разработаны модели для расчета локальных дисбалансов валов сборных роторов с несовпадающими балансировочными и рабочими поверхностями. Описаны методы их балансировки. Применение этих методов обеспечивает повышение точности балансировки при уменьшении объема работ.

Ключевые слова: вал, ротор, дисбаланс, коррекция, эксцентриситет, балансировка, сборка.

The description technique of local unbalances in the plane of rotation of shaft and rotor is proposed. Calculation models of the local unbalances of shafts of precast rotors with incompatible balancing and working surfaces have been elaborated. The methods of their balancing are described. Application of these methods provides enhancement of the balancing accuracy at the efforts reducing.

Keywords: shaft, rotor, unbalance, correction, eccentricity, balancing, assembling.

В процессе изготовления элементов ротора постоянно наблюдается значительное влияние погрешностей формы и расположения обработанных поверхностей деталей на уравновешенность изделия. Современное массовое металлорежущее оборудование обеспечивает точность обработки поверхностей с погрешностью до 10 мкм по эксцентриситету (20 мкм радиального биения) и 5 мкм по овальности и другим видам погрешности формы. При наличии конусности, седловидности и других погрешностей наблюдается достаточно сложная картина возникновения дисбалансов. Многофакторность заставляет оценить степень их влияния и пренебречь влиянием второстепенных. Так, при изготовлении ротора с несовпадающими балансировочными и рабочими поверхностями, например ротора с магнитными подшипниками, эксцентриситеты поверхностей участков вала ротора являют-

ся преобладающим фактором возникновения неуравновешенности, а влияние отклонений формы поверхностей участков вала (овальность, конусность, седловидность и т. д.) второстепенно. Например, ротор массой 500 кг после балансировки имеет дисбаланс, не превышающий 150 г·мм в каждой плоскости коррекции. После монтажа с эксцентриситетом 8 мкм, что является допустимой величиной погрешности обработки поверхности магнитных сердечников, дисбаланс в каждой плоскости коррекции составил 2000 г·мм, что в 13 раз больше допустимой величины. Данная техническая задача частично решена в работах [1, 2].

Постановка задачи. С целью повышения точности балансировки необходимо минимизировать дисбаланс ротора, обусловленный эксцентриситетом его установки. Предпочтительной является многоплоскостная балансировка, которая позволяет обеспечить такой уровень уравновешенности ротора, при котором минимизируются его локальные изгибы на всех частотах вращения.

Решение задачи. Задача минимизации локальных монтажных дисбалансов ротора, обусловленных эксцентриситетом его установки, решается двумя методами: расчетно-имитационной балансировки вала сборного ротора и расчетно-эксцентриситетной сборки ротора.

Расчетно-имитационный метод балансировки вала сборного ротора

На первом этапе необходимо определить эксцентриситеты центров масс магнитных сердечников *4* и *5* (рис. 1) относительно балансировочной оси *1* вала *3* ротора.

Вал со смонтированными на нем магнитными сердечниками *4* и *5* устанавливается на измерительные призмы поверхностями А и Б. Относительно этих поверхностей измеряются максимальные радиальные биения поверхностей В и Г магнитных сердечников, а углы этих биений измеряются относительно контрольной точки вала. Эксцентриситеты центров масс магнитных сердечников определяют уравнением $e_i = \Delta D_i/2$, а координаты центров масс (ЦМ) магнитных сердечников зависимостями: $x_i = e_i\cos\alpha$; $y_i = e_i\sin\alpha$, где ΔD_i и α_i — соответственно максимальное радиальное биение магнитного сердечника и его угол.

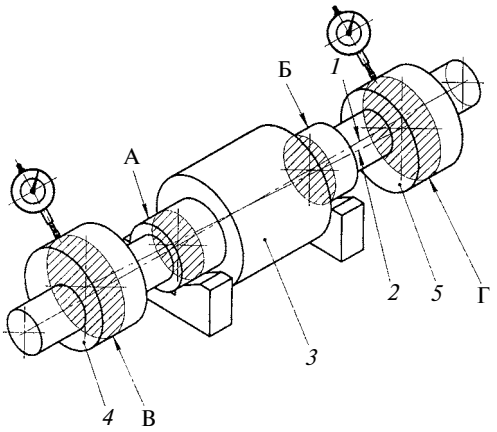


Рис. 1. Измерение радиального биения магнитных сердечников

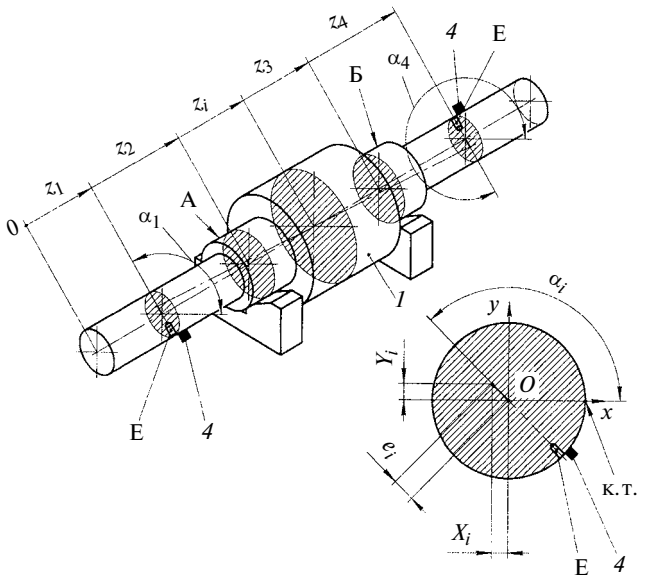


Рис. 2. Определение мест снятия материала участков вала и установки имитационных грузов

Далее разбивают вал на участки, определяют массы M_i участков и расстояния z_1, ..., z_i центров масс участков от начала координат по длине вала (рис. 2). В качестве плоскостей коррекции дисбаланса выбирают плоскости поперечных сечений участков, которые проходят через центры масс участков.

Определяют координаты центров масс участков:

$$X_i = \frac{z_i - z_1}{z_2 - z_1}(x_2 - x_1) + x_1 - \frac{z_i - z_3}{z_4 - z_3}(x_4 - x_3) + x_3;$$

$$Y_i = \frac{z_i - z_1}{z_2 - z_1}(y_2 - y_1) + y_1 - \frac{z_i - z_3}{z_4 - z_3}(y_4 - y_3) + y_3,$$

где x_1, x_2, y_1, y_2 — координаты центров масс магнитных сердечников; x_3, x_4, y_3, y_4 — координаты центров масс участков вала, на которых проводятся измерение и балансировка (базовых участков).

Определяют корректирующие массы $m_к$ и массы $m_и$ имитационных грузов: $m_к = m_и = 2M_i\sqrt{X_i + Y_i}/D_{m_и}$, где M_i — масса участка вала; $D_{m_и}$ — диаметр установки имитационного груза.

Определяют углы мест снятия материала участков вала и установки имитационных грузов относительно контрольной точки вала:

$$\varphi_i = 180^\circ + \operatorname{arctg}\frac{Y_i}{X_i}.$$

Корректируют дисбалансы участков, при этом производят съем металла в местах Е (см. рис. 2). На места съема металла устанавливают имитационные грузы *4*. Балансируют вал по технологии, предусмотренной для жестких валов.

По окончании сборки и балансировки ротора все имитационные грузы снимают, что позволяет избавиться от дисбаланса вала в составе ротора при переходе с балансировочных поверхностей на рабочие.

Описанные технологические приемы разработаны с использованием способа [3].

Расчетно-эксцентриситетный метод сборки ротора

Сборка при балансировке роторов (особенно больших масс) играет значительную роль. Эксцентриситет устанавливаемого элемента, исходя из его начального дисбаланса, определяют по зависимости: $e_i = Д_i/M_i$. Из опыта балансировки роторов в НПО "Искра" эта расчетная характеристика предварительно сбалансированного элемента обычно составляет 15÷20 мкм.

При установке элемента на вал ротора без взаимного ориентирования эксцентриситета посадочной поверхности на валу относительно балансировочной оси и положения начального дисбаланса элемента (рис. 3, *а*) происходит сложение дисбалансов (рис. 3, *б*). Эксцентриситет установки элемента ротора массой M_i, находящийся в пределах технических требований, т. е. 10 мкм, создает дисбаланс, сопоставимый с его собственным начальным дисбалансом. Такой дисбаланс устраняется только удалением вручную массы металла с периферии элемента.

Эта работа требует достаточно высокой квалификации исполнителя и приводит к повышению затрат на производство. Между тем установка элемента в положение, когда эксцентриситет посадочной поверхности полностью противоположен "тяжелой" точке несбалансированного элемента, позволит установить его в положение, когда начальный дисбаланс в пересчете на эксцентриситет составит 5÷10 мкм. Это позволит сократить время коррекции дисбаланса в 3÷4 раза (удаляется 2÷4 г металла), а кроме того, снизит на величину ma^2 приобретенный момент инерции периферии, определяемый по теореме Гюйгенса—Штейнера: $\theta_a = \theta_0 + ma^2$, где a — расстояние между центром массы m и ее осью вращения, т. е. $\Delta\theta = -ma^2$.

При измерении начального дисбаланса устанавливаемого элемента на балансировочном станке и измерении радиального биения посадочной поверхности вполне определяются и положение, и величина начального дисбаланса собираемого ротора. При измерении следует вводить поправку на эксцентриситет установки элемента на оправку:

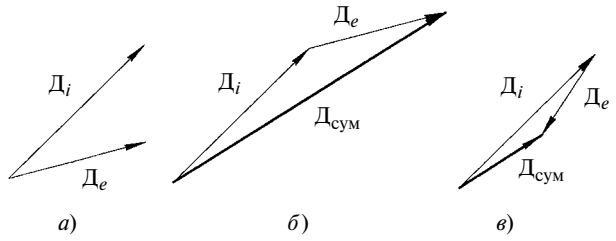


Рис. 3. Положение начальных дисбалансов (*а*) и варианты их сложжения (*б*, *в*)

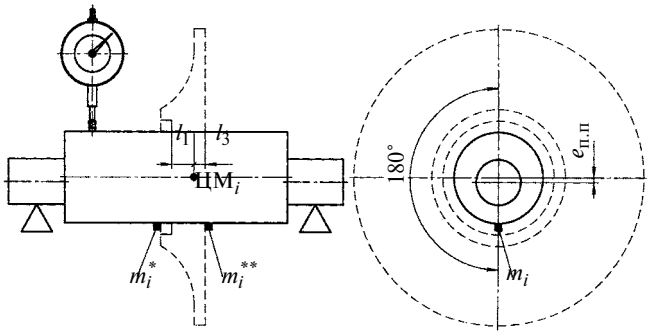


Рис. 4. Определение мест установки имитационных грузов на балансировочной оправке

$\Delta\bar{Д} = \bar{e}_{п.п} M_i$, где $e_{п.п}$ — эксцентриситет посадочной поверхности балансировочной оправки.

Дисбаланс, определяемый эксцентриситетом балансировочной оправки, может быть минимизирован установкой имитирующих грузов m_i^* и m_i^{**} (рис. 4). Массы грузов рассчитываются по зависимостям $m_i = \Delta\bar{Д}/(r + 0{,}5h)$ или $m_i^* = m_i^{**} = \Delta\bar{Д}/(2r + h)$, где h — высота имитационного груза; r — радиус установки груза.

Направление вектора дисбаланса установки элемента будет достаточно удобно описывать графически. Векторное суммирование позволит достаточно точно описать положение реального начального дисбаланса устанавливаемого элемента ротора: $\bar{Д}_н = \bar{e} M_i + \bar{Д}_i$. Таким образом, начальный дисбаланс ротора после установки элемента составит (см. рис. 3, *в*) $Д_н = eM_i - Д_i$.

Сборку ротора с несовпадающими рабочими и балансировочными поверхностями можно выполнить, исходя из параметров устанавливаемого элемента, эксцентриситета рабочей оси и радиального биения поверхности. Такая прецизионная сборка может быть обеспечена моделированием с использованием САПР. Для выполнения цикла испытаний необходимо создать безопасные условия работы. Кроме стандартных решений, когда предусматриваются надежное крепление испытуемых элементов и защита от возможного разлета их фрагментов, необходимо обеспечить минимизацию реального монтажного дисбаланса установленного колеса.

Минимизация обеспечивается разворотом "тяжелой" точки несбалансированного колеса и мак-

УДК 681.855,001

С. А. МЕТИЛЬКОВ, С. Б. БЕРЕЖНОЙ, доктора технических наук, И. С. БАЧАЛОВ (КубГТУ, г. Краснодар), e-mail: Kubin@Kubtu.ru

Расчет работоспособности цепных передач

Предложен расчет работоспособности цепной передачи по износостойкости на основании нового критерия — нормированной удельной интенсивности изнашивания.

Ключевые слова: цепная передача, работоспособность, шарниры, интенсивность изнашивания.

Calculation of the chain gear's working capacity regarding the wearability, based on a new criterion of normalized specific wear-rate, is proposed.

Keywords: chain gear, working capacity, hinges, wear-rate.

В цепной передаче приводная роликовая цепь является менее надежным элементом в системе "цепь—звездочки—натяжное устройство". Поэтому работоспособность цепной передачи обусловливает приводная роликовая цепь, основным критерием которой является износостойкость шарниров для закрытых передач, работающих в условиях достаточного непрерывного смазывания при скоростях не выше 12 м/с, а также открытых передач, работающих в условиях периодического смазывания при скоростях не выше 4 м/с [1].

Износ приводной роликовой цепи оценивают по абсолютному увеличению шага:

$$\delta_t = \frac{L_{N\text{и}} - L_{N0}}{N}, \qquad (1)$$

где $L_{N\text{и}}$, L_{N0} — длины отрезков соответственно в изношенном и исходном состояниях цепи. Или по относительному увеличению шага: $\Delta_t = \frac{\delta_t}{t}100$, где t — число звеньев в отрезке; N — шаг цепи [2].

Изнашивание цепи приводит к повышению неравномерности вращения ведомой системы, динамических нагрузок, нарушению зацепления звеньев цепи с зубьями звездочки, потере прочности деталей и их соединений. Поэтому износ цепи ограничивается [3] предельным увеличением шага $\Delta_{t\text{п}}$, которое или назначают, исходя из функционального назначения передачи, или определяют по выражению

$$\Delta_{t\text{п}} = \frac{200K}{z_{\max}} \leqslant 3\ \%, \qquad (2)$$

где K — коэффициент высоты зуба [4]; $z_{\max}$ — максимальное число зубьев звездочки в передаче.

В основу имеющегося расчета работоспособности цепной передачи по критерию износостойкости положено предположение, что приводная роликовая цепь обладает достаточным ресурсом при выполнении условия [3]:

$$p = \frac{60 \cdot 10^3 PK_{\text{э}}}{z_1 t n_1 A_{\text{оп}} K_{\text{р}}} \leqslant [p]. \qquad (3)$$

Здесь P — передаваемая цепью мощность; $K_{\text{э}} = k_{\text{д}}k_{\text{а}}k_{\text{н}}k_{\text{рег}}k_{\text{см}}k_{\text{реж}}$ — коэффициент эксплуатации, где $k_{\text{д}}$, $k_{\text{а}}$, $k_{\text{н}}$, $k_{\text{рег}}$, $k_{\text{см}}$, $k_{\text{реж}}$ — частные коэффициенты, учитывающие: динамичность нагрузки ($k_{\text{д}} = 1{,}0 \div 1{,}8$), влияние длины цепи ($k_{\text{а}} = 0{,}9 \div 1{,}25$), наклон линии центров звездочки к горизонту ($k_{\text{н}} = 1{,}0 \div 1{,}25$), способы регулирования натяжения ($k_{\text{рег}} = 1{,}0 \div 1{,}25$) и смазывания цепи ($k_{\text{см}} = 0{,}8 \div 1{,}5$), режим работы ($k_{\text{реж}} = 1{,}0 \div 1{,}45$) [3]; z_1, n_1 — число зубьев и частота вращения ведущей звездочки соответственно; $A_{\text{оп}} = Bd_{\text{в}}$ — опорная поверхность

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

симального радиального биения его установки на 180° с последующей компенсацией остаточного дисбаланса: $\bar{Д}_{\min} = (\bar{e}\,M_i - \bar{Д}_i) \pm m_i r$.

Учитывая, что при таком испытании важна только абсолютная величина дисбаланса, но не его направление, приведенное выражение позволит рассчитать и оценить остаточную величину дисбаланса установленного колеса.

Выводы

1. Применение описанных методов позволит многократно снизить величину монтажного дисбаланса ротора, обеспечит коррекцию множества локальных монтажных дисбалансов вала ротора, что исключит возникновение моментной неуравновешенности на рабочих частотах вращения ротора.

2. Разработанный математический аппарат позволяет рассчитывать корректирующие массы с использованием САПР, что дает возможность автоматизировать расчет исходных данных для коррекции локальных дисбалансов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Белобородов С. М.** Методические аспекты обеспечения виброустойчивости валопровода агрегата // Компрессорная техника и пневматика. 2009. № 7. С. 13—15.

2. **Белобородов С. М., Ковалев А. Ю.** Расчетный метод определения локальных дисбалансов // Компрессорная техника и пневматика. 2010. № 3. С. 22—24.

3. **Пат. 2372595 Рос. Федерации.** Способ балансировки сборного ротора.

шарнира, где B и $d_в$ — ширина внутреннего звена и диаметр валика цепи; $K_р$ — коэффициент рядности цепи [2].

При выполнении условия (3) гарантируется ресурс цепной передачи 15 тыс. ч при увеличении среднего шага цепи до 3 % [3]. Однако выполнение условия (3) в действительности не обеспечивает заявленный ресурс при эксплуатации. Так, на сельскохозяйственных машинах фактический ресурс приводных роликовых цепей в открытых передачах на порядок ниже, гарантируемого расчетом [5]. Такое несоответствие обусловлено тем, что условие (3) выражено в неявном виде — упрощен выбор допустимого давления и недостаточно учтены условия эксплуатации, особенно открытых цепных передач.

Допускаемое давление в шарнире рекомендуется [1, 3] выбирать или в зависимости от частоты вращения и диаметра окружности меньшей звездочки, или от частоты вращения меньшей звездочки и среднего шага цепи, или от скорости цепи и числа зубьев меньшей звездочки.

Условия эксплуатации цепной передачи учитываются шестью коэффициентами в интервале значений. Однако чем больше таких коэффициентов, тем меньше точность расчета. При этом не учитывается такой фактор, как работа при сильной запыленности воздуха, т. е. в среде с абразивными частицами.

Все это привело к необходимости разработки метода определения работоспособности цепных передач по условию (3), который бы учитывал изнашивание цепи, уточняя расчет. Предлагаемый метод основан на интенсивности изнашивания приводных роликовых цепей, при этом сравниваются расчетная $I_р$ и допустимая $[I]$ интенсивности изнашивания цепи:

$$I_р \leqslant [I]. \tag{4}$$

Интенсивность изнашивания определяется отношением износа к пути трения. Допускаемую интенсивность изнашивания цепи представим как отношение допустимого относительного увеличения шага $[\Delta_t]$ цепи к пути $S_т$ трения в шарнире за назначенный ресурс $T_р$ передачи:

$$[I] = \frac{[\Delta_t]}{S_т}. \tag{5}$$

С учетом выражений (1) и (2) допустимое увеличение шага цепи имеет вид:

$$[\Delta_t] = \Delta_{t\,пр} - \Delta_{t0} - \Delta_{th}, \tag{6}$$

где Δ_{t0} и Δ_{th} — отклонения шага от номинального значения соответственно после сборки цепи [2] и за время приработки [5].

Путь $S_т$ трения в шарнире за ресурс $T_р$ передачи находим по формуле

$$S_т = \frac{0{,}188 d_в n_1 (u+1) T_р}{u W_к}, \tag{7}$$

где u и $W_к$ — передаточное число и число звеньев в цепном контуре базовой передачи.

Подставив формулы (6) и (7) в уравнение (5), получим допустимую интенсивность изнашивания:

$$[I] = 5{,}32 \frac{[\Delta_t] u W_к}{d_в n_1 (u+1) T_р}. \tag{8}$$

Как правило, расчеты изнашивания деталей машин основываются на эмпирических зависимостях [6], полученных путем анализа установившихся процессов. Они связывают интенсивность изнашивания — высоту изношенного слоя за единицу пути трения, с нагрузкой сопряжений, механическими характеристиками материалов, показателями шероховатости, условиями эксплуатации. Для приводных роликовых цепей зависимость расчетной интенсивности изнашивания от давления в шарнире представим в виде:

$$I_р = I_{пн} K_{рэ} p, \tag{9}$$

где $I_{пн}$ — коэффициент пропорциональности, физический смысл которого можно представить предельной нормированной (относительно параметров базовой передачи, режимов, результатов испытаний [2] на надежность) удельной (относительно давления в шарнире) интенсивностью изнашивания цепи, учитывает механические характеристики материалов деталей шарнира, показатели шероховатости их поверхностей и конструктивные параметры базовой передачи; $K_{рэ}$ — расчетный коэффициент, учитывающий условия эксплуатации передачи.

Нормативные требования [2] к материалам деталей, их упрочнению термическими или химико-термическими методами, точности сборки обеспечивают надежность приводных роликовых цепей базовой передачи. На основе этих данных определим предельную нормированную удельную интенсивность изнашивания цепи:

$$I_{пн} = \frac{\Delta_{tн}}{S_н p_н}. \tag{10}$$

Нормированное допустимое увеличение шага цепи в процентах рассчитывают по формуле $\Delta_{tн} = \frac{\delta_{Lп}}{Nt} 100$, где $\delta_{Lп}$ — допустимое увеличение длины измеряемого отрезка цепи по результатам испытаний на надежность [2]. Путь трения в шарнире цепи за период испытания на надежность приводных роликовых цепей в базовом контуре составляет:

$$S_н = 0{,}188 \frac{d_в n_{н1} (u_н + 1)(T_у - T_п)}{W_{нк} u_н},$$

где $n_{н1}$ — частота вращения ведущей звездочки [2]; $T_у$, $T_п$ — установленная безотказная наработка и время приработки при испытании на надежность

[2] соответственно; $p_н = 1{,}05\dfrac{F_н}{A_{оп}}$ — среднее давление в шарнирах ведущей ветви базовой цепной передачи ($F_н$ — передаваемая нагрузка базовой передачей).

Подставив $\Delta_н$, $S_н$, $p_н$ в уравнение (10), получим математическую модель показателя качества изготовления приводной роликовой цепи, т. е. допустимую нормированную удельную интенсивность изнашивания:

$$I_{пн} = 558{,}6\frac{W_{нк}A_{оп}u_н\delta_{Lп}}{N(T_у - T_п)F_н t d_в n_{н1}(u_н + 1)},$$
$$\%/(МПа \cdot м). \qquad (11)$$

Для цепей наиболее применяемых типоразмеров значения параметров базовой передачи представлены в табл. 1. В табл. 2 приведены режимы и результаты испытаний приводных роликовых цепей в условиях периодического смазывания [2]. Результаты расчета предельной нормированной удельной интенсивности изнашивания цепи в условиях периодического смазывания по выражению (11) даны в табл. 3.

Одним из факторов, влияющим на условия эксплуатации открытой цепной передачи, является окружающая среда, в которой работает цепная передача, т. е. воздух с частицами пыли, имеющей, как правило, тот же состав, что и почва в данном месте. Почва делится на типы в зависимости от соотношения фракций глины и песка [7] (табл. 4).

Анализ результатов испытаний цепи открытой передачи на изнашивание в воздушно-абразивной среде [5] позволил получить формулу коэффициента влияния изнашивающей способности абразивной среды: $K_{ва} = 1 + [q(\overline{e_п}\,\overline{d_п})^{1/3}]$.

Существующие методики расчета открытой цепной передачи на работоспособность не учитывают изнашивающую способность воздушно-абразивной среды. Влияние окружающей среды на эксплуатацию цепной передачи определяет следующее.

Таблица 1

Параметры базовой передачи

Типоразмер цепи	Число звеньев в контуре $W_{кн}$	Передаточное число $u_н$	Число звеньев на измеряемом участке N	Диаметр валика цепи $d_в$, мм	Площадь опорной поверхности в шарнире $A_{оп}$, мм^2
ПР-15,875-23	100	2,625	49	5,08	67
ПР-19,05-31,8	110	1	49	5,94	105
ПР-25,4-60	110	1	49	7,92	179
ПР-31,75-89	100	1	47	9,53	262
ПР-38,1-127	100	1	39	11,10	394

Таблица 2

Режимы и результаты ускоренных испытаний на надежность

Типоразмер цепи	Частота вращения звездочки $n_н$, мин$^{-1}$	Передаваемая нагрузка $F_н$, Н	Установленная наработка $T_у$, ч	Время приработки в шарнирах $T_п$, ч	Допустимое увеличение измеряемого отрезка $\delta_{Lп}$, мм
ПР-15,875-23	1180	2200	700	60	3,1
ПР-19,05-31,8	1200	2000	760	40	1,9
ПР-25,4-60	800	4000	570	65	1,9
ПР-31,75-89	600	6050	540	100	2,4
ПР-38,1-127	450	9450	540	150	2,3

Таблица 3

Значения допустимой нормированной удельной интенсивности изнашивания приводной роликовой цепи

Типоразмер цепи	ПР-15,875-23	ПР-19,05-31,8	ПР-25,4-60	ПР-31,75-89	ПР-38,1-127
$I_{пн}$, 10^{-7} %/(МПа · м)	12,8	6,4	6,6	7,7	9,3

Таблица 4

Характеристики почв по содержанию песка

Тип почвы по составу	Среднее содержание песка в почве $\overline{e}_п$, %	Средний размер частиц песка $\overline{d}_п$, мм
Глинистая тяжелая	15,0	0,030
Глинистая средняя	25,0	0,054
Глинистая легкая	35,0	0,066
Суглинистая тяжелая	47,5	0,097
Суглинистая средняя	62,5	0,137
Суглинистая легкая	75,0	0,174
Супесчаная	85,0	0,206
Песчаная	92,5	0,252

При концентрации $q = 0{,}5$ г/м^3 суглинистой средней почвы в воздухе коэффициент изнашивающей способности $K_{ва} = 1 + [0{,}5(62{,}5 \cdot 0{,}137)^{1/3}] = 2$. Таким образом, при принятой запыленности среды интенсивность изнашивания цепи увеличится в 2 раза.

С увеличением колебания нагрузки относительно номинального значения увеличивается износ цепи. Влияние динамичности нагрузки на интенсивность изнашивания цепи оценивают коэффициентом [5] $K_{вд} = 1 + \ln K_д$, где $K_д$ — коэффициент динамичности нагрузки.

Способ смазывания цепей также влияет на интенсивность изнашивания. Значения коэффициента $K_{сс}$ влияния способа смазывания приводной роликовой цепи на интенсивность изнашивания [1] представлены в табл. 5.

На изнашивание оказывает влияние и скорость v движения цепи: $K_{вс} = \sqrt{v}/K_{сс}$, где $v = \dfrac{z_1 t n_1}{60 \cdot 1000}$, м/с.

При эксплуатации увеличивается длина цепного контура вследствие изнашивания шарниров, что приводит к изменениям соотношений усилий в ведущих и ведомых ветвях передачи, форм расположения шарниров цепи на зубьях звездочек, а также к повышенным вибрациям ветвей. Поэтому при проектировании следует предусматривать устройство регулирования натяжения цепного контура [2], способ регулирования которого также оказывает влияние на интенсивность изнашивания. По данным исследования [1] применение упругих звездочек для автоматического регулирования натяжения цепного контура повышает износостойкость цепи в 1,4÷1,6 раза. Коэффициент $K_{вн}$ влияния способа натяжения цепного контура составляет: при автоматическом натяжении 1,00; при периодическом натяжении 1,25.

Таким образом, расчетный коэффициент, определяющий влияние эксплуатационных факторов на интенсивность изнашивания цепи, представляет собой произведение коэффициентов:

$$K_{рэ} = K_{ва} K_{вд} K_{вс} K_{вн}. \qquad (12)$$

Давление в шарнире ведущей ветви цепного контура находят по формуле

$$p = 1{,}05 \frac{10^3 P}{v A_{оп} K_р}. \qquad (13)$$

Подставив выражения (11), (12) и (13) в уравнение (10), получим формулу интенсивности изнашивания приводной роликовой цепи. Сравнивая расчетное значение с допустимым по ГОСТу [4], определим работоспособность цепной передачи по критерию износостойкости.

Таблица 5

Значения коэффициента способа смазывания роликовой цепи

Скорость цепи v, не более, м/с	Шаг цепи t, мм	Способ смазывания	Коэффициент способа смазывания $K_{сс}$
6 4 2	9,525÷19,05 25,4÷38,1 44,45÷50,8	Масло периодически наносят кистью на шарниры цепи	1,0
4	15,875÷50,8	Очищенную цепь погружают на 20—25 мин в расплавленный пластичный или жидкий смазочный материал	1,4
6 4 2	9,252÷19,05 25,4÷38,1 44,45÷50,8	Капельное смазывание	1,8
8 6 4	9,525÷15,875 19,05÷31,5 38,1÷50,8	Картерное смазывание в масляной ванне	2,5

По результатам стендовых испытаний цепной передачи при запыленности $q = 0$ и периодическом смазывании со следующими конструктивными параметрами и эксплуатационными показателями: цепь однорядная ПР-19,05-31,8; число зубьев звездочек $z_1 = z_2 = z_{3н} = 19$; частота вращения $n_1 = 455$ мин$^{-1}$; число звеньев в контуре $W_к = 84$; передаваемая мощность $P = 6{,}875$ кВт; прогнозируемый ресурс $T_р = 4000$ ч, допустимая интенсивность изнашивания цепи (8) составила:

$$[I] = 5{,}32 \frac{2{,}775 \cdot 1 \cdot 84}{5{,}94 \cdot 455 \cdot 2 \cdot 4000} = 5{,}7 \cdot 10^{-5}\ \%/м.$$

Расчетная интенсивность изнашивания цепи по формуле (9) при скорости цепи $v = \dfrac{19 \cdot 19{,}05 \cdot 455}{60 \cdot 10^3} = 2{,}75$ м/с; давлении в шарнире $p = 1{,}05 \times \dfrac{10^3 \cdot 6{,}875}{2{,}75 \cdot 105 \cdot 1} = 25$ МПа; коэффициентах влияния: $K_{ва} = 1$, $K_{вд} = 1 + Ln1{,}3 = 1{,}26$, $K_{вс} = \dfrac{\sqrt{2{,}75}}{1{,}4} = 1{,}19$, $K_{вн} = 1{,}25$, составила $I_р = 3 \cdot 10^{-5}$ %/м, следовательно, условие (4) для данной передачи $3 \cdot 10^{-5} < 5{,}7 \cdot 10^{-5}$ %/м выполняется.

Способ смазывания значительно влияет на изнашивание цепи. При соударении шарнира цепи и зуба звездочки масло из зон контакта в шарнире вытесняется. Часть масла переходит в свободные полости между валиком и втулкой, втулкой и роликом. Остальное масло вытесняется в торцевой зазор вне шарнира. Если в закрытой передаче при прохождении шарнира по цепному контуру масляный слой в шарнире восстанавливается вследствие непрерывного смазывания, то в открытых передачах потери масла из-за его вытеснения в торцевой зазор шарнира невосполнимы. Через некоторое время масляная пленка в шарнире открытой передачи теряет свои смазочные свойства в результате испарения летучих компонентов, образования окислов и т. п. При этом граничное трение скольжения переходит в трение скольжения без смазочного материала, повышается коэффициент трения, увеличиваются потери энергии, обусловленные выделением теплоты. Переход к трению без смазочного материала повышает интенсивность накопления усталостных повреждений в деталях, что вызывает их разрушение раньше расчетного ресурса, установленного по критерию износостойкости.

Время работы смазочного материала в шарнирах цепи зависит в основном от нагрузочных и скоростных режимов работы открытой передачи, а также от концентрации пыли в окружающей среде. Математическое ожидание времени работы смазочно-

го материала в шарнирах цепи [9] можно представить как

$$\bar{\tau} = \frac{K_{сс}}{1,4}[545 - 58000v_{ск} - 31\overline{p_с} + 3300v_{ск}\overline{p_{ср}}] \times$$
$$\times (0,2 + 0,8^{4q+1}) \geqslant 0.$$

Средняя скорость скольжения в шарнире цепи:

$$v_{ск} = \frac{\pi d_в 10^{-3} n_1 z_1}{60 W_к} \sum_1^J \left(\frac{1}{z_j} + \frac{1}{z_{j+1}}\right), \qquad (14)$$

где j — порядковый номер звездочки; J — число звездочек.

Математическое ожидание давления в шарнире при его пробеге по цепному контуру определяется выражением

$$\bar{p} = \sum_1^J p_j\left(\frac{1}{z_j} + \frac{1}{z_{j+1}}\right) / \sum_1^J \left(\frac{1}{z_j} + \frac{1}{z_{j+1}}\right). \qquad (15)$$

Так как при нормальном распределении значений изнашивания цепи математическое ожидание совпадает с медианой, то время работы смазочного материала в шарнирах следует определять с вероятностью $P(T) = 0,5$. Такая вероятность времени работы смазочного материала в шарнирах явно недостаточна. Поэтому этот показатель следует рассчитывать с требуемой вероятностью [8]: $\tau_{P(T)} = \bar{\tau} + u_р s(\tau)$. Здесь $u_р$ — квантиль нормированного нормального распределения [9]; $s(\tau)$ — среднее квадратическое отклонение времени работы смазочного материала при v = const и q = const:

$$s(\tau) = -31s(p) + 3300v_{ск}s(p); \qquad (16)$$

$s(p)$ — среднее квадратическое отклонение давления в шарнире по правилу "трех сигм":

$$s(p) = \frac{K_д - 1}{3} p. \qquad (17)$$

Если рассчитываемая цепная передача открытая (смазывается периодически), то следует дополнительно выполнить расчет на работоспособность передачи по наличию смазочного материала в шарнире. При этом время работы смазочного материала с заданной вероятностью $\tau_{P(T)}$ должно превышать [8] периодичность проведения технического обслуживания ($\tau_{ТО}$), т. е. время между смазываниями:

$$\tau_{P(T)} \geqslant \tau_{ТО}. \qquad (18)$$

По результатам стендовых испытаний и по формулам (14) и (15) получим: $v_{ск} = 10^{-2}$ м/с; $\bar{p} = 9,2$ МПа.

Математическое ожидание расчетного времени работы смазочный материал при запыленности $q = 0$ составит $\bar{\tau} = [545 - 58000 \cdot 10^{-2} - 31 \cdot 9,2 + 3300 \cdot 10^{-2} \cdot 9,2] = 16,4$ ч.

Среднее квадратическое отклонение давления по формуле (17) $s(p) = 0,92$ МПа. Среднее квадратическое отклонение времени работы смазочного материала по формуле (16) $s(\tau) = 1,84$ ч. Тогда при вероятности $P(T) = 0,99$ ($u_р = -2,326$ [9]) получим $\tau_{0,99} = 12,12$ ч. Принимаем $\tau_{ТО} = 8$ ч, следовательно, условие (18) выполняется. Если $\tau_{P(T)} < \tau_{ТО}$, то условие (18) достигается уменьшением времени между смазываниями цепи или изменением способа смазывания.

Таким образом, нормативные технические требования на приводные роликовые цепи обусловливают их износостойкость, которую оценивают допустимым увеличением отрезка цепи за период наработки без учета времени приработки при ускоренных стендовых испытаниях на надежность. Предложен новый критерий износостойкости цепных передач — нормированная удельная интенсивность изнашивания, который основан на учете времени работы смазочного материала в шарнирах.

Для открытой цепной передачи важно, чтобы масляная пленка в шарнирах не теряла свои смазочные свойства. Поэтому для определения времени работы смазочного материала в шарнирах была разработана математическая модель с учетом нагрузочных и скоростных режимов работы и условий эксплуатации данных передач.

Интенсивность изнашивания передачи значительно зависит от среды, в которой она эксплуатируется, в частности от ее запыленности. Для учета влияния окружающей среды на интенсивность изнашивания приводной цепи предложена математическая модель учета изнашивающей способности запыленного воздуха в зависимости от концентрации и размера абразивных частиц в воздухе.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Готовцев А. А., Котенок И. П.** Проектирование цепных передач: Справочник. М.: Машиностроение, 1982. 336 с.
2. **ГОСТ 13568—97.** Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия. М.: Изд-во стандартов, 2000. 22 с.
3. **Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б.** Расчет на прочность деталей машин: Справочник. М.: Машиностроение. 1993. 640 с.
4. **ГОСТ 591—69.** Звездочки к приводным роликовым и втулочным цепям. Методы расчета и построения профиля зуба и инструмента. Допуски. М.: Изд-во стандартов, 1987. 76 с.
5. **Метильков С. А.** Надежность цепных передач машин. Краснодар: Советская Кубань. 2000. 103 с.
6. **Трение**, изнашивание и смазка: Справочник / Под ред. И. В. Крагельского, В. В. Алисина. М.: Машиностроение. Кн. 1. 1978. 400 с. Кн. 2. 1979. 358 с.
7. **Кузнецов И. А.** Обработка почвы. Краснодар: Краснодар. кн. изд-во, 1968. 206 с.
8. **Метильков С. А.** Прогнозирование нагрузочной способности цепных передач при периодическом смазывании // Вестник машиностроения. 2002. № 10. С. 9—12.
9. **Решетов Д. Н., Иванов А. С., Фадеев В. З.** Надежность машин. М.: Высшая школа, 1988. 238 с.

УДК 621.81

В. М. ТРЕТЬЯКОВ, д-р техн. наук (Ковровская ГТА им. В. А. Дегтярёва), e-mail: tretykov.kovrov@list.ru

Использование понятия "узел сопряжения" при конструировании изделий машиностроения

Установлено базовое элементарное конструкторское понятие «узел сопряжения» составной части изделия. Его использование позволяет более детально отразить в структурных моделях строение изделий и их составных частей, выявить основные причины избыточности номенклатуры деталей и сборочных единиц, раскрыть содержание процесса конструирования изделий, разработать методику проектирования семейств изделий, не имеющих избыточной номенклатуры составных частей.

Ключевые слова: понятие «узел спряжения», изделие и его составные части, поверхности, структурные модели.

It was stated a basic primitive concept “interfacing node” for a component part of product. Its use allows to reflect more detail in structural models the structure of products and their components, reveal major causes of redundancy of the detail’s nomenclature and assembly units, disclose the content of the product’s design process, and elaborate the design technique of the products, having no redundant nomenclature of the assembly units.

Keywords: concept “interfacing node”, product and its assembly units, surfaces, structural models.

В соответствии с ГОСТ 2.052—2006 "Электронная модель изделия. Общие положения" конструкции деталей и сборочных единиц представляются геометрическими моделями, включающими в себя совокупность геометрических элементов, которыми могут быть точка, линия, плоскость, поверхность, геометрическая фигура и т. п., и в виде атрибутов — размеры, допуски и т. д. В теории машиностроения сформировались и используются понятия, отражающие различные совокупности геометрических элементов объектов проектирования и производства. В теории механизмов и машин применяются понятия: профиль звена, элемент кинематической пары и его синонимом элемент звена. В системе модульного машиностроения используется понятие модуль поверхностей; в теории базирования — конструкторская и технологическая базы. В технической литературе широко применяется термин интерфейс. В работе [1] введено еще одно понятие, отражающее определенные совокупности геометрических элементов конструкций, — "узел сопряжения". Цель данной работы — показать целесообразность введения данного понятия и его роль в решении задач конструирования.

Баланс энергомассопереноса определяет характеристики потоков (энергии, вещества, сигналов), проходящих через изделие и его составные части. Составная часть принимает и отдает потоки своими поверхностями, которые и входят в состав узлов сопряжения. Потоками может обмениваться не только поверхность, но и ее фрагменты, поэтому узел сопряжения содержит, как минимум, фрагмент поверхности. Например, цилиндрический штифт, соединяющий две детали, содержит два узла сопряжения: это фрагменты его цилиндрической поверхности, контактирующие с соединяемыми деталями и часть цилиндрической поверхности штифта, соприкасающаяся со второй деталью. Фрагментами поверхностей могут служить их точки или линии.

В узел сопряжения входят те поверхности и их фрагменты, которые непосредственно осуществляют обмен потоками при рассматриваемом относительном положении составной части и взаимодействующего с ней объекта. При другом относительном положении обмен потоками может осуществляться другими поверхностями или их фрагментами. При наличии относительного движения происходит последовательное изменение положения узла сопряжения на составной части. Например, зацепляющиеся зубчатые колеса в каждом новом положении передают движение новыми фрагментами (точками или линиями) рабочих поверхностей зубьев. Зубчатое колесо имеет бесконечно большое число возможных положений узла сопряжения. То же относится к колесу фрикционной передачи, кулачку кулачкового механизма и к другим звеньям, образующим высшие кинематические пары. Иная картина характерна для некоторых вариантов низших кинематических пар. В идеальной вращательной кинематической паре в контакте находятся одни и те же поверхности независимо от относительного положения звеньев. Здесь положение узлов сопряжения на звеньях не изменяется, но меняется относительное положение взаимодействующих поверхностей.

Таким образом, в общем случае при подвижном соединении составных частей узел сопряжения перемещается относительно составной части, которой он принадлежит, а также относительно контактирующего с ним узла другой составной части, т. е. происходит относительное проскальзывание сопряженных поверхностей. В неподвижных соединениях не изменяется ни относительное положение поверхностей взаимодействующих узлов, ни положение самих узлов на составных частях.

Если узел сопряжения представляет собой фрагмент поверхности составной части, то она может одновременно взаимодействовать с несколькими

объектами. Число узлов сопряжения на такой поверхности определяется условиями размещения объектов, связанных с составной частью. Примером может служить промежуточное колесо зубчатой передачи.

Узлы сопряжения могут состоять не только из поверхностей, находящихся в соприкосновении, но и из поверхностей, не имеющих прямого контакта, но передающих материальные потоки. Например, внутренняя поверхность статора и внешняя поверхность ротора генератора электрического тока разделены воздушным зазором. Через эти поверхности и разделяющий их зазор осуществляется передача потока энергии с ее преобразованием из механической в электрическую. Следовательно, внутренняя поверхность статора и внешняя поверхность ротора генератора электрического тока также являются узлами сопряжения.

Если объект, взаимодействующий с составной частью, не является твердым телом (например, жидкость или газ), то характер взаимодействия определяется узлом составной части и физическими свойствами объекта (например, гребной винт корабля, пропеллер и крыло самолета и т. п.). Возникающее взаимодействие приводит к обмену потоками энергии, а значит, поверхности, осуществляющие этот процесс, образуют узел сопряжения.

Таким образом, узел сопряжения — совокупность поверхностей и/или фрагментов поверхностей составной части, служащих для обмена материальными потоками с другим объектом при заданном относительном положении составной части и объекта.

В работе [2] показано, что понятие "узел сопряжения" хотя и близко таким понятиям, как профиль звена, элемент кинематической пары, модуль поверхностей, конструкторская и технологическая базы, интерфейс, но неравнозначно им.

Множество признаков узла сопряжения включает описание входящих в него поверхностей и их фрагментов, например, таких как форма и взаимное расположение поверхностей, их размеры, отклонения формы и расположения, чистота обработки поверхностей, материал. Признаки узла определяются характеристиками передаваемых потоков. Совокупность признаков определяет исполнение узла. Узлы сопряжения, отличающиеся хотя бы одним признаком, имеют разное исполнение.

Рассмотрим возможности использования понятия "узел сопряжения" при разработке изделий.

Выделение узлов сопряжения в составных частях дает возможность строить структурные модели

В структурной модели на рис. 1, *в* каждому узлу соответствует вершина графа, а соединению двух узлов — ребро. Составной части ставится в соответствие граф несвязанных вершин, каждая из которых показывает один из ее узлов сопряжения. Для удобства вершины, соответствующие узлам одной составной части, отделяются от остальных вершин замкнутой линией, которая не является элементом графа. Такие модели позволяют более детально описать строение изделий по сравнению со структурными моделями, в которых составным частям соответствуют вершины, а их соединениям — ребра графа (рис. 1, *б*).

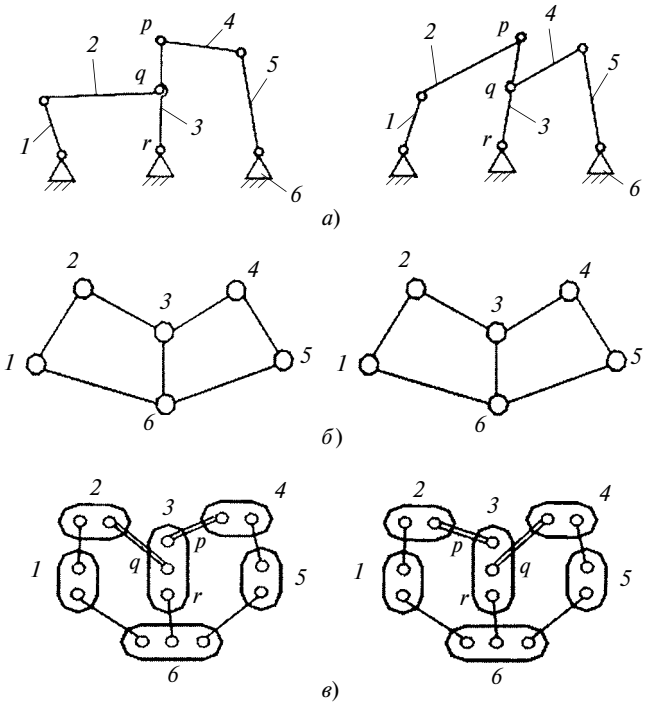


Рис. 1

Используя понятие "узел сопряжения", можно построить структурную модель составной части, считая ее компонентами отдельные поверхности или совокупности поверхностей. Узлами сопряжения таких компонентов являются линии, по которым они соприкасаются, образуя деталь. Структурные модели данного типа являются моделями второго уровня по сравнению с моделями, отражающими узлы сопряжения на уровне деталей и сборочных единиц (см. рис. 1). В моделях второго уровня узлы сопряжения представляют собой не физические, а геометрические объекты, например окружности, по которым соприкасаются поверхности.

В случае сложных конструкций составные части могут быть представлены либо как неделимые объекты, либо с подробным представлением их составляющих. Используя модели второго уровня, можно строить структурные схемы изделий, отражающие совокупности ограниченных поверхностей, определяющих в пространстве форму изделия.

На рис. 2 показаны детали e_1 и e_2, сборочная единица *c* и их структурные модели, отражающие строение объектов с разной степенью подробности. Поверхности *9* и *10* детали e_2 (выделены основными линиями), являющиеся фрагментами внутренней цилиндрической поверхности и плоской кольцевой поверхности, образуют узел сопряжения a_3 (см. рис. 2, *в*, *а*). Поверхности *9′* и *10′* не являются составляющими узлов сопряжения. Подробная структурная модель сборочной единицы *c* представляет собой граф, содержащий две компоненты связности (правая часть рис. 2, *в*), отражающие совокупности поверхностей, определяющих ее форму. При соединении детали e_1 с деталью e_2 поверхности *6* и *1* сливаются соответственно с поверхностями *9* и *10*.

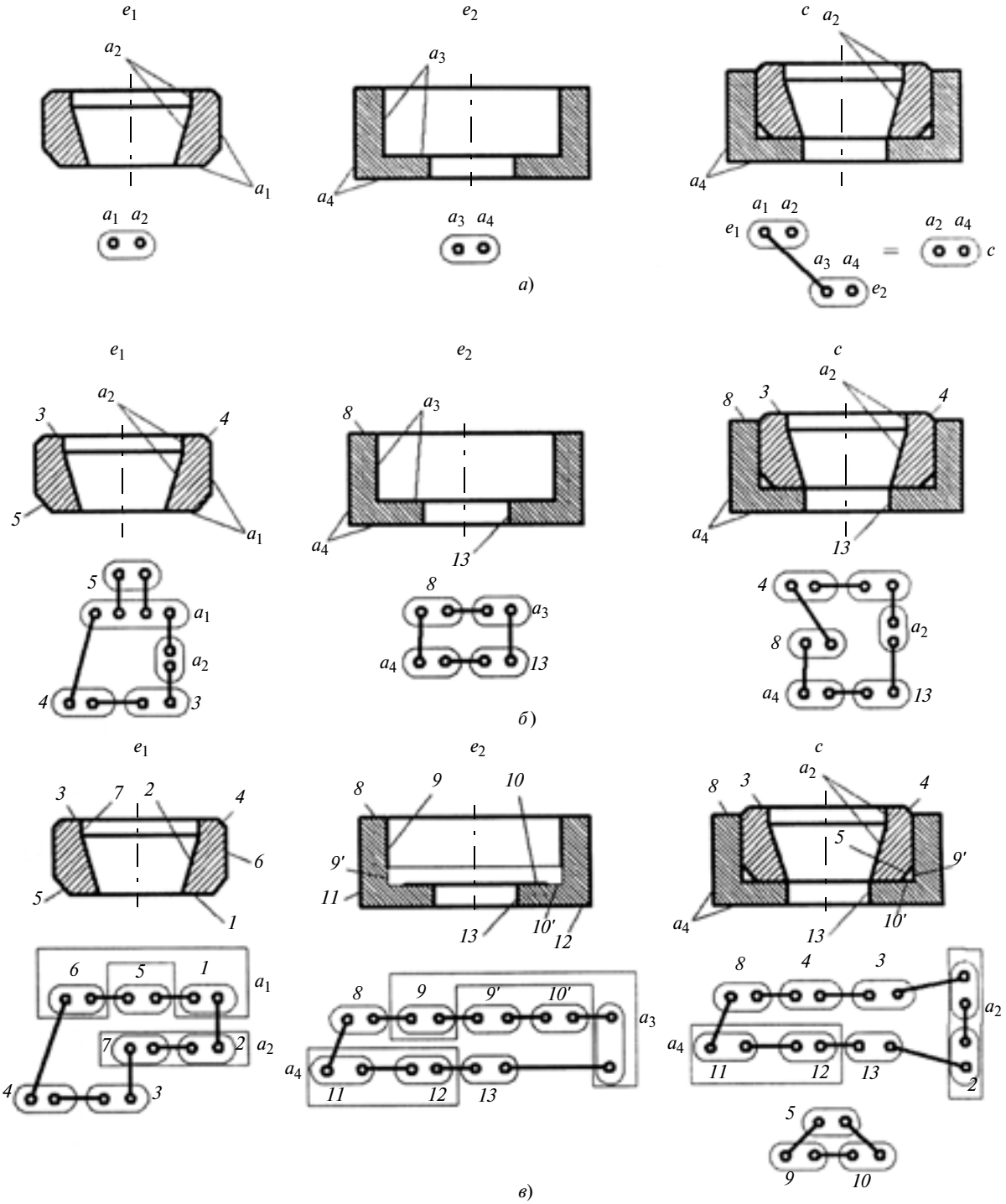


Рис. 2

Использование понятия "узел сопряжения" позволяет выявить три основные причины возникновения избыточности номенклатуры составных частей изделий [3]

Узлы сопряжения определяют возможность соединения частей между собой, а значит, и возможность использования одной и той же составной части в разных изделиях. Если меняются элементы вектора конструктивных параметров составной части, то это приводит к изменению параметров конечного изделия, т. е. в итоге получаем изделие с новыми свойствами. Изменения узлов сопряжения, соединяющих составные части, не приводят к новым свойствам конечного изделия. Они либо делают невозможным использование этих составных частей в других изделиях, либо, наоборот, позволяют применять эти части в разных изделиях.

При недооценке важности узлов сопряжения как основных элементов конструкции сплошь и рядом возникают ситуации, когда незначительное несоответствие размеров и допусков сопрягаемых поверхностей, несовместимость материалов и покрытий делает невозможным использование составной части, конструктивные параметры которой соответствуют создаваемому изделию. Приходится создавать "новую" составную часть с тем же вектором конструктивных параметров, но с другими узлами сопряжения (рис. 3, *а*). Так появляется избыточная номенклатура составных частей выпускаемых изделий. Таким образом, *первая причина избыточности номенклатуры составных частей — необоснованное разнообразие исполнений их узлов сопряжения*.

Соединение образуется двумя узлами. Поверхности одного узла можно считать охватывающими, а поверхности второго узла — *охватываемыми*. На составной части может быть сформировано или охватывающее или охватываемое исполнение узла. На детали *4* (см. рис. 3, *а*) выполнено охватываемое исполнение узла, а на детали *5* — охватывающее. Если на детали *4* выполнить охватывающее исполнение узла, а на детали *5* — охватываемое, то это будут новые составные части, отличающиеся от деталей, показанных на рис. 3, *а*, только исполнением узлов, т. е. речь идет о *распределении исполнений узлов сопряжения по составным частям* изделия. На рис. 3, *б* показаны две одинаковые по свойствам кинематические цепи с поступательными кинематическими парами (*P*), отличающиеся только номенклатурой звеньев. Звенья, имеющие разные исполнения, обозначены на рисунке I, II, III. Они отличаются исполнениями узлов сопряжения. Цифрой *1* обозначено охватывающее исполнение узла сопряжения, цифрой *2* — охватываемое. В одном случае (правый вариант) используются три одинаковых звена (I). В левом варианте механизма из-за нерационального распределения исполнений узлов

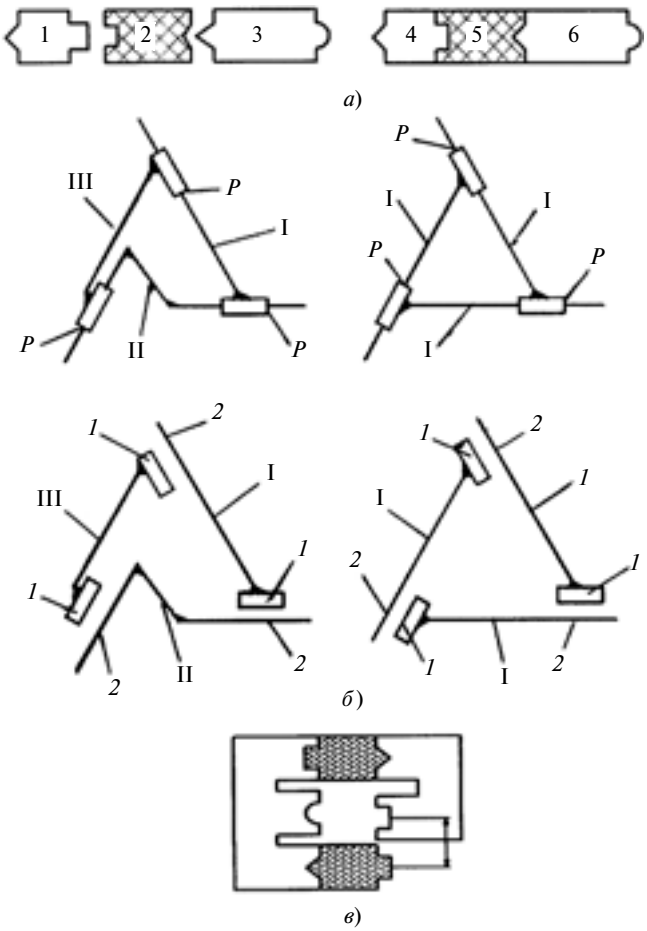


Рис. 3

по составным частям все три звена различны. Таким образом, *нерациональное распределение охватывающих и охватываемых исполнений узлов сопряжения по составным частям — вторая причина избыточности номенклатуры*.

Третья причина избыточности номенклатуры составных частей — *несоответствие координат соединяемых узлов сопряжения* (рис. 3, *в*).

Выделение узлов сопряжения в качестве базового конструкторского понятия позволило выявить в процессе синтеза конструкции еще одну операцию

Вторая причина избыточности номенклатуры составных частей приводит к необходимости дополнить процесс структурного синтеза операцией *распределения исполнений узлов сопряжения по составным частям* изделия [4].

Введение понятия "узел сопряжения" позволяет раскрыть общее для всех изделий содержание внешних и выходных параметров

Внешние параметры изделий содержат в качестве важнейших составляющих параметры потоков

энергии, вещества и сигналов, поступающих из окружающей среды в изделие через его узлы сопряжения. К внешним параметрам, которые задаются в качестве исходных данных при проектировании изделия, следует отнести описание узлов сопряжения объектов, с которыми оно связано. Любое изделие в качестве выходных параметров содержит описание его узлов сопряжения и параметры потоков энергии, вещества и сигналов, поступающих в окружающую среду из изделия. Координаты, определяющие положение узлов сопряжения, в системе координат, связанной с изделием, являются важнейшей составляющей его выходных параметров.

Использование узлов сопряжения позволяет раскрыть содержание процесса конструирования изделия и его составных частей

Пусть в результате параметрического и структурного синтезов (считаем, что в рамках последнего решена задача распределения исполнений узлов сопряжения по составным частям) для разрабатываемой составной части определены исполнения узлов сопряжения и их координаты. Они составляют основу ее конструкции, по которой формируется геометрическая модель.

Формирование конструкции заключается в преобразовании поверхностей, входящих в узлы сопряжения, в систему ее геометрических элементов. Возможны следующие варианты простых преобразований поверхностей узлов в геометрические элементы конструкции:

поверхность узла сопряжения включается в систему геометрических элементов конструкции без каких-либо изменений (рис. 4, *б*);

поверхность, являющаяся составляющей системы геометрических элементов конструкции, формируется на основе поверхности (фрагментов поверхности), входящей в узел, с учетом ее перемещения, вызванного относительным движением соединяемых объектов (рис. 4, *в*);

поверхности нескольких узлов сопряжения составной части сливаются, образуя геометрически элемент конструкции;

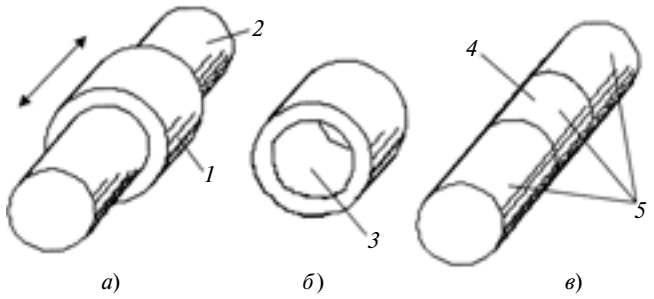


Рис. 4

поверхность, являющаяся составляющей системы геометрических элементов конструкции, формируется из поверхности, входящей в узел, изменением одного или нескольких ее размеров.

В том случае, если задача *распределения исполнений узлов сопряжения по составным частям* не решена, процесс конструирования составной части включает операцию определения исполнений ее узлов сопряжения.

Процесс разработки протекает следующим образом. Считаем известными конструкции деталей, соединяемых с разрабатываемой, и их относительное расположение. Исполнения узлов сопряжения конструируемой детали определяются по известным исполнениям узлов соединяемых с ней деталей. Исполнения соединяемых узлов взаимообратны. Например, если на присоединяемой детали узел имеет охватывающее исполнение, то на разрабатываемой детали соответствующий узел будет иметь охватываемое исполнение и наоборот.

В качестве примера на рис. 5 показано формирование конструкции вала *1* поворотного стола. По узлам сопряжения деталей *2—6*, соединенных с валом, получают его узлы сопряжения. Например, узел a_{41} (имеет охватывающее исполнение) подшипника *4* превращается в узел a_{14} вала, который имеет охватываемое исполнение. Полученные поверхности узлов сопряжения вала преобразуются в его геометрические элементы. Например, поверхности узла a_{14} (рис. 5, *б*) становятся исполнительными поверхностями конструкции вала путем изменения некоторых их размеров. Диаметр уступа под подшипник *4* на валу *1* меньше диаметра торцевой поверхности узла a_{14}. Длина ступени вала *1* под подшипник *4* меньше длины образующей цилиндрической поверхности узла a_{14} (см. рис. 5, *б* и *в*). Отличия обусловлены технологией изготовления и сборки (в конструкции появляются канавки для выхода инструмента, фаски, галтели и т. п.). На рис. 5, *б* тонкими линиями показаны соединительные поверхности, которые определяются из конструктивных и технологических соображений.

Показанный на рис. 5 процесс формирования конструкции соответствует случаю, когда конструируемая составная часть образует с другими компонентами неподвижные соединения. Если соединение подвижное (кинематическая пара), то необходимо сначала осуществить замену узла сопряжения элементом звена (элементом кинематической пары), учитывая требующееся относительное перемещение соединяемых объектов. Далее конструкция изделия формируется аналогично случаю неподвижного соединения. Пример приведен на рис. 5, *д*. Предположим, что зубчатое колесо *5* должно перемещаться на заданное расстояние вдоль оси вала *1*. На рисунке колесо *5* показано в двух крайних положениях. Перемещение узла сопряжения a_{15} вдоль

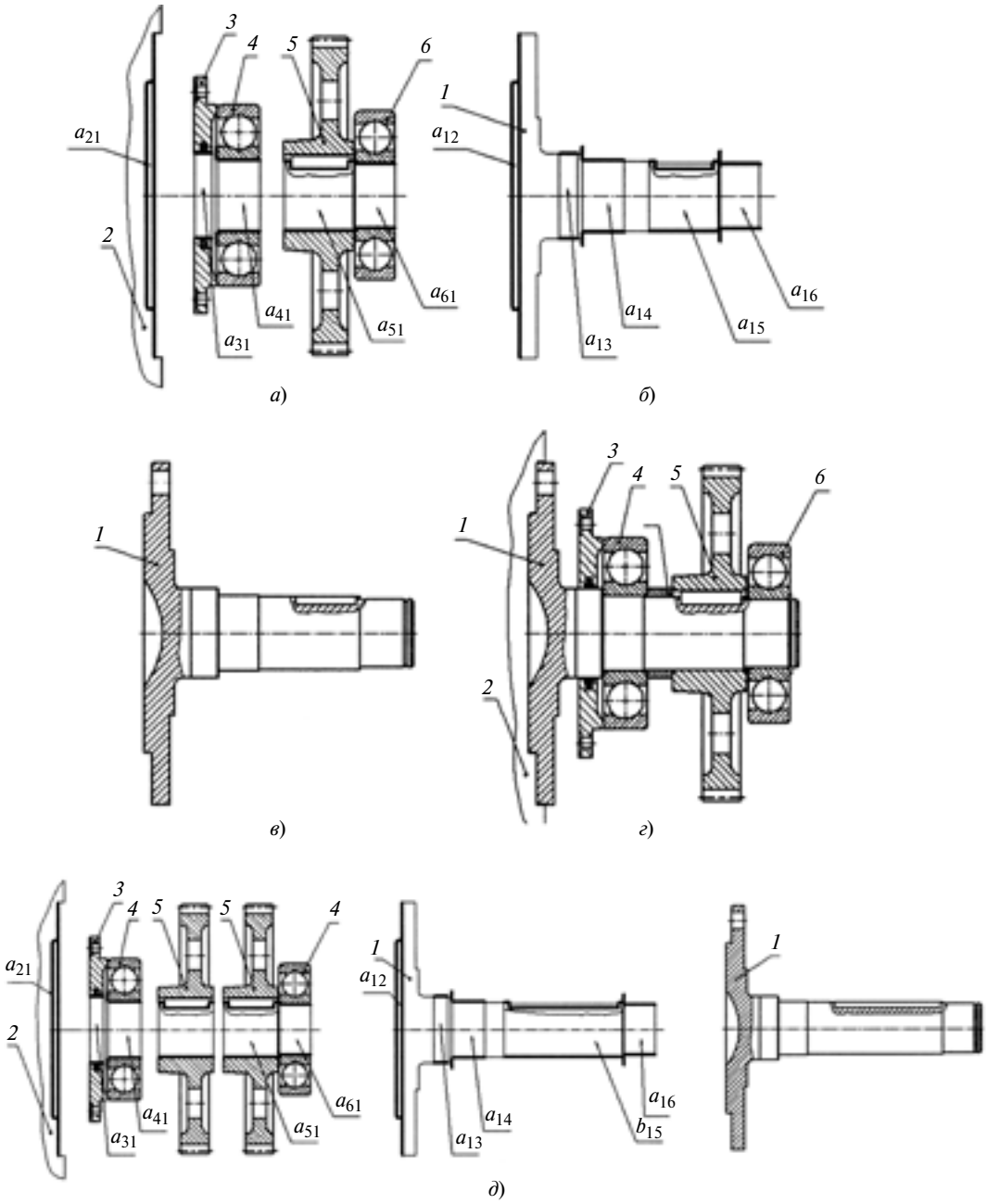


Рис. 5

оси вала формирует геометрический элемент b_{15} вала, обеспечивающий требуемый контакт с колесом при всех возможных относительных положениях составных частей. В результате получаем конструкцию вала, отличающуюся от показанной на рис. 5, *в*.

Важная сфера применения понятия "узел сопряжения" – проектирование семейства изделий

Если составная часть в разных изделиях семейства соединяется с разными деталями, то, не учитывая узлы сопряжений, решить задачу исключения избыточности номенклатуры составных частей невозможно. Методика проектирования семейства изделий, основанная на использовании узлов сопряжения, приведена в работе [5].

Выявленное понятие — "узел сопряжения" составной части изделия близко таким понятиям, как "профиль звена", "элемент кинематической пары", "модуль поверхностей", "конструкторская и технологическая базы", "интерфейс", но неравнозначно им. Использование этого понятия позволяет более детально отражать в структурных моделях строение изделий и их составных частей, выявлять основные причины избыточности номенклатуры деталей и сборочных единиц, раскрывать содержание

процесса конструирования изделий, разрабатывать методику проектирования семейств изделий, не имеющих избыточной номенклатуры составных частей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Третьяков В. М.** Групповое проектирование технических устройств. Разработка элементной базы // Автоматизация и современные технологии. 1997. № 9. С. 10—21.

2. **Третьяков В. М.** О понятии узел сопряжения составной части изделия // Справочник. Инженерный журнал. 2008. № 10.

3. **Третьяков В. М.** Формализация процедур определения номенклатуры составных частей изделий // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2007. № 1. С. 67—75.

4. **Третьяков В. М.** Использование понятия "узел сопряжения" звена при структурном синтезе механизмов // Теория механизмов и машин. 2005. № 2. Т. 3. С. 73—77.

5. **Третьяков В. М.** Основы проектирования семейства изделий // Приложение. Справочник. Инженерный журнал. 2004. № 6. 24 с.

УДК 621.838.1

В. П. БОНДАЛЁТОВ, В. И. МЕДВЕДЕВ, кандидаты технических наук,
А. В. ПЕТРОВ (Ковровская ГТА им. В. А. Дегтярева), e-mail: ksta@dksta.ru

Повышение долговечности храповых механизмов свободного хода резервированием рабочих элементов

Предложен способ повышения долговечности храповых механизмов свободного хода путем резервирования собачек, приведена сравнительная оценка.

Ключевые слова: бесступенчатая импульсная передача, механизм свободного хода, долговечность, резервирование.

The method of durability enhancement of the free wheel ratchet mechanisms by redundancy of detents is proposed. A comparative evaluation has been presented.

Keywords: continuous variable pulse gear, free-wheel clutch mechanism, durability, redundancy.

Потенциальные возможности импульсных бесступенчатых механических передач, особенно для транспортных средств, делают их привлекательными для практического использования. Теоретические расчеты и эксперименты показали, что наиболее ненадежными элементами данных передач являются механизмы свободного хода (МСХ), выполняющие функцию механического диода. Именно они ограничивают срок службы передачи, что препятствует их широкому применению. Поэтому актуальна задача создания МСХ с требуемым ресурсом.

В Ковровской ГТА им. В. А. Дегтярева на кафедре "Теория и конструирование машин" в исследованиях по автоматическим импульсным бесступенчатым передачам основной упор делается на храповые МСХ, в том числе оригинальных конструкций, обладающие рядом преимуществ по сравнению с другими типами МСХ [1] . В силу особенностей импульсной бесступенчатой передачи включение МСХ происходит с высокой частотой (десятки герц). Следовательно, рабочие элементы этих механизмов испытывают высокие динамические нагрузки, особенно в корпусном МСХ, так как он передает весь вращающий момент на неподвижное тело — корпус передачи. Существует множество способов повышения надежности таких МСХ, например, уменьшение конструктивных зазоров между рабочими элементами, введение упругих элементов, применение материалов с повышенными прочностными характеристиками и т. д. Все это повышает долговечность МСХ, однако связано с усложнением конструкции, увеличением потерь на трение, а главное, существует естественный физический предел. То есть проблема создания надежного МСХ до сих пор не решена.

По теории надежности один из наиболее эффективных способов ее повышения является резервирование [2], которое дает возможность существенно (в разы) повысить ресурс фактически любого устройства. Исследования показали, что наиболее ненадежным элементом в храповом МСХ является собачка (стопорящий стержень), которая испытывает высокие динамические нагрузки и быстро выходит из строя (рис. 1). Поэтому была предложена конструкция [3], в которой каждая со-

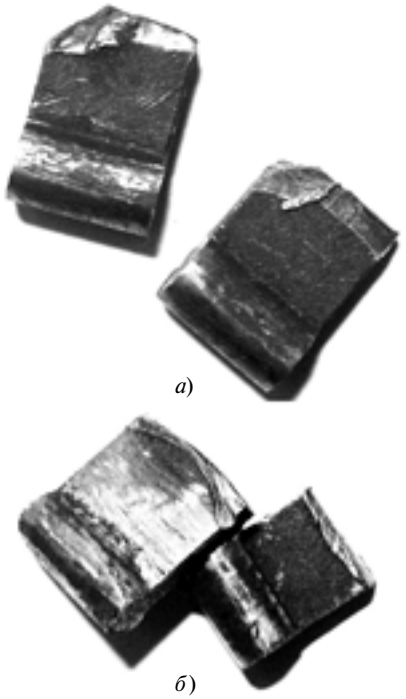


Рис. 1. Характерные механические повреждения собачек блочного МСХ:
а – сколы; *б* — смятия

бачка резервируется аналогичными элементами и автоматически заменяется в случае поломки.

Храповые механизмы передают крутящий момент посредством упора собачки в зуб храпового колеса. В блочном МСХ крутящий момент передает только одна собачка [4]. Данную конструкцию можно рассматривать как систему с резервированием. В пределах одного срабатывания схему надежности данного МСХ можно представить следующим образом (рис. 2). Основная собачка C_o резервируется способом замещения аналогичными резервными собачками $C_р$, число которых $m = N - 1$, где N — общее число собачек МСХ. При последующих срабатываниях собачкой, передающей момент, может быть любая из N собачек, остальные будут резервными, но схема надежности останется прежней. При выходе из строя одной собачки остаются $m - 1$ резервных собачек, при выходе двух останутся $m - 2$ и т. д.

Критерием отказа данного МСХ является выход из строя всех N собачек. Общее время наработки T_Σ на отказ МСХ равно суммарному времени до отказа каждой из собачек:

$$T_\Sigma = \sum_{i=1}^{N} t_i. \qquad (1)$$

Выражение (1) для храпового МСХ блочного типа верно только в первом приближении, так как в силу особенностей храпового МСХ блочного типа существует конструктивный зазор:

$$\Delta = \frac{2\pi}{z_1(z_2 \pm 1)K} R_1, \qquad (2)$$

где z_1 — число зубьев храповика; z_2 — число собачек; K — число храповых дисков; R_1 — радиус храповика.

Как видно из формулы (2) по мере выхода из строя собачек зазор Δ будет возрастать, а так как он связан с ударным импульсом [5], то нагрузка на собачку при замыкании будет увеличиваться с

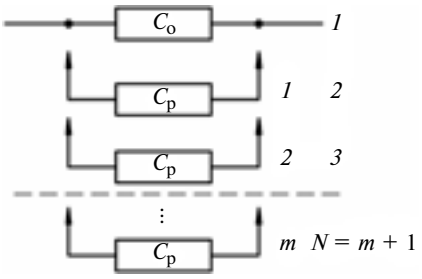


Рис. 2. Схема надежности МСХ блочного типа

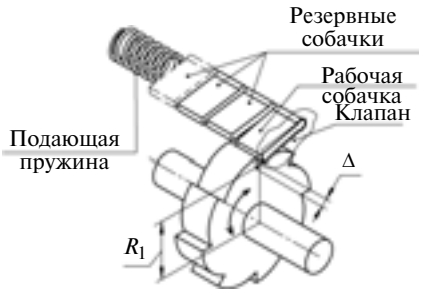


Рис. 3. Блочный МСХ с резервными собачками

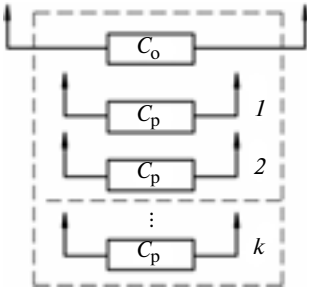


Рис. 4. Схема надежности собачки МСХ блочного типа с резервными собачками

уменьшением числа собачек и, следовательно, время t_i работоспособности каждой из оставшихся собачек будет уменьшаться.

В предлагаемой конструкции МСХ каждая из N рабочих собачек зарезервирована k аналогичными (равнонадежными) собачками $C_р$ путем замещения. Имеются подающая пружина, воздействующая на каждый ряд собачек и специальный механический клапан, пропускающий вышедшую из строя (сломанную) собачку (рис. 3).

При свободном вращении рабочие собачки скользят по поверхности храпового диска, а при изменении направления вращения одна из рабочих собачек упирается в зуб храповика, начинается передача вращающего момента или полная остановка ведущей части механизма, если МСХ применяется в качестве корпусного. При поломке любая рабочая собачка автоматически заменяется новой. В таком МСХ каждая собачка представляет собой подсистему, состоящую из основной и k резервных собачек (рис. 4).

Следовательно, общее время наработки до отказа такого МСХ составит:

$$T_\Sigma = \sum_{i=1}^{N} t_i(k + 1). \qquad (3)$$

Из сравнения выражений (1) и (3) видно, что повышение долговечности МСХ определяется выражением $V = k + 1$. Так, если каждая собачка, взаимодействующая с храповым диском, резервируется хотя бы еще одной собачкой, долговечность возрастет в 2 раза. С учетом того, что в предложенной конструкции зазор Δ остается какое-то время неизменным, так как число z_2 собачек, взаимодействующих с храповым диском, остается постоянным за счет резерва, то увеличение долговечности будет еще больше. Для более точной оценки показателя V необходимы дополнительные исследования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бондалётов В. П.** Храповые механизмы для быстроходных передач // Вестник машиностроения. 2008. № 9. С. 10—13.

2. **Половко А. М., Гуров С. В.** Основы теории надежности. СПб.: БХВ-Петербург, 2006. 704 с.

3. **Заявка № 2009140254/11 Рос. Федерации:** МПК F16D 41/12. Механизм свободного хода.

4. **Бондалётов В. П., Шенкман Л. В.** Храповый механизм блочного типа. Ковров: КГТА, 2004. 54 с.

5. **Бондалётов В. П., Годовицын А. С.** Процесс удара в элементах МСХ инерционного трансформатора автомобильной бесступенчатой передачи // Сб. тр. "Современные тенденции развития автомобилестроения в России". Тольятти: ТГУ, 2004. 274 с.

УДК 621.002.5

К. П. ШИРОБОКОВ, канд. техн. наук, Б. А. СЕНТЯКОВ, д-р техн. наук,
В. М. СВЯТСКИЙ (Ижевский ГТУ), e-mail: vflab101@mail.ru

Влияние конструкционных параметров устройства на процесс волокнообразования

Представлены результаты исследований процесса волокнообразования путем моделирования получения волокнистых материалов из минеральных и термопластичных расплавов.

Ключевые слова: моделирование, конструкционные материалы, волокнообразование, воздушный поток, сила трения.

The investigation results of the fiberizating process by means of modeling of fibrous material production from mineral and thermoplastic melts are presented.

Keywords: modeling, structural materials, fiberizating, air stream, frictional force.

Технический прогресс диктует необходимость создания новых видов конструкционных материалов. В настоящее время наряду с металлами и керамическими материалами широко применяются конструкционные волокнистые материалы, специфические свойства которых [1] позволяют создавать различные композиционные материалы, обладающие высокой прочностью, термостойкостью при малой плотности, что обусловливает их применение в ракетной и космической технике, в автомобиле- и судостроении. Так, конструктивные элементы машин и агрегатов, изготовленные из волокнистых композиционных материалов, например на основе минерального базальтового волокна, выдерживают высокие температуры и широко используются в качестве тепловой и акустической изоляции, а также в фильтрах технологического оборудования.

Сегодня актуальной задачей является разработка технологий и создание высокопроизводительного оборудования для производства волокнистых материалов высокого качества. Для получения волокнистых материалов из минерального и термопластичного сырья применяют способ, при котором вертикально падающая струя расплавленного материала раздувается потоком сжатого воздуха [2, 3]. Все переходы — от загрузки сырья до выхода готового материала — осуществляются на одном агрегате, что обеспечивает высокую производительность и требуемое качество готового волокна.

Эффективность получения волокон данным способом значительно зависит от аэродинамических сил воздушного потока, направляемого волокнообразующим устройством, конструктивные параметры которого и определяют физико-механические свойства получаемых изделий. Разделение одной струи расплавленного материла в рабочей зоне устройства на тонкие струи с последующей их вытяжкой в штапельные волокна происходит под действием сил трения, возникающих между струей расплавленного материала и воздушным потоком. Поэтому в процессе волокнообразования важную роль играют аэродинамические силы воздушного потока, истекающего из кольцевой полости устройства.

Были исследованы силы трения, действующие на струю расплавленного материала при изготовлении волокнистых материалов способом вертикального раздува воздухом, с целью определения влияния режимов воздушного потока и конструктивных параметров устройства на свойства получаемого волокна.

Устройство для получения волокнистых материалов (рис. 1) состоит из верхнего *1* и нижнего *2* элементов, которые образуют внутреннюю кольцевую полость *3* для подвода сжатого воздуха, кольцевой зазор шириной h и диффузор *4*, зафиксированный прижимным кольцом *10*. Ширина h кольцевого зазора зависит от толщины регулировочной шайбы *5*. Подводящий канал *6* является радиальным к внутренней кольцевой полости, канал *7* — тангенциальным, что позволяет создавать на выходе из кольцевой полости устройства воздушный вихревой поток. При необходимости канал можно закрыть пробкой *8*.

Устройство работает следующим образом. Воздушный поток под давлением p_0 через радиальный *6* или тангенциальный *7* каналы поступает в кольцевую полость *3*, где происходит его значительное сжатие. Сжатый воздух, пройдя через кольцевой зазор, поступает в диффузор *4* и продолжает двигаться вдоль сте-

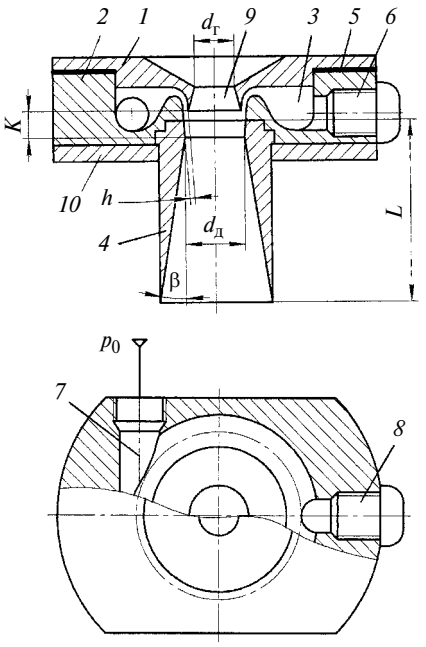


Рис. 1. Схема устройства волокнообразования

Конструктивные параметры устройства и технологические показатели процесса волокнообразования

Воздушный поток	h, мм	K, мм	p_0, кПа	$p_в$, кПа	$Q_в$, 10^{-4} м^3/с
Без закрутки	0,3	0,6	10	1,5	3
			25	3	5
			50	5	7
			70	7,5	8,9
			100	10	10
			125	11	11,2
			150	14	11,8
	0,6	6,96	10	3	5,1
			25	6	8
			50	11	10
			70	13	12
			100	18	13
			125	22	14
			150	23	15
Вихревой	0,3	0,6	10	0,5	2
			25	0,75	2,7
			50	1	3,3
			70	1,5	5,5
			100	2,2	7,1
			125	2,5	8
			150	3,8	8,5
	0,6	6,96	10	1	3
			25	2	3,6
			50	3,9	7
			70	4,5	7,9
			100	6,6	8,5
			125	6,9	9,3
			150	8,4	9,7

нок, что создает разрежение $p_в$ в центральном отверстии *9*. В результате этого через центральное отверстие инжектируется дополнительный воздушный поток с расходом $Q_в$, увлекающий струю расплавленного материала и транспортирующий ее к основному высокоскоростному потоку воздуха, истекающему из кольцевого зазора. Под действием аэродинамических сил воздушного потока струя расплавленного материала расщепляется на множество струй с последующей их вытяжкой в штапельные волокна.

Эксперимент проводили при постоянных параметрах: $d_г = 9$ мм, $L = 40$ мм, $\beta = 10°$, $d_д = 11{,}8$ мм и варьируемых параметрах: $h = 0{,}3 \div 0{,}6$ мм, $L = 40$ мм, $K = 6{,}2 \div 6{,}96$ мм — расстояние между нижним срезом верхнего элемента *1* и минимальным сечением диффузора *4*, который во многом определяет закон изменения воздушного потока в зоне его взаимодействия со струей расплавленного материала. Конструктивные и технологические параметры устройства представлены в таблице.

Проведены исследования процесса волокнообразования на экспериментальной установке, позволяющей моделировать силовое взаимодействие воздушного потока и расплавленного материала [4]. Экспериментальная установка (рис. 2) состояла из динамометра *1* и волокнообразующего устройства *2*. Для моделирования струи использовали моноволокна *3* разного диаметра, соединенные с динамометром — предварительно оттарированная пружина и прибор, с помощью которого измерялась деформация этой пружины. Для придания модели в вертикальном положении устойчивости при обдуве ее воздушным потоком подвешивали дополнительный груз *4*.

Моделирование процесса волокнообразования осуществляли следующим образом. С помощью регулировочной шайбы устанавливали определенную ширину кольцевого зазора ($h = 0{,}3$ мм или $h = 0{,}6$ мм). Определяли силу трения, действующую на моноволокно. Давление воздушного потока изменяли от 10 до 50 КПа. Давление p_0 на входе измеряли манометром класса точности 0,6 с пределом измерения до 0,4 МПа. Силу $F_т$ трения, действующую на модель струи при ее обтекании, определяли по величине деформации пружины методом, описанным в работе [4].

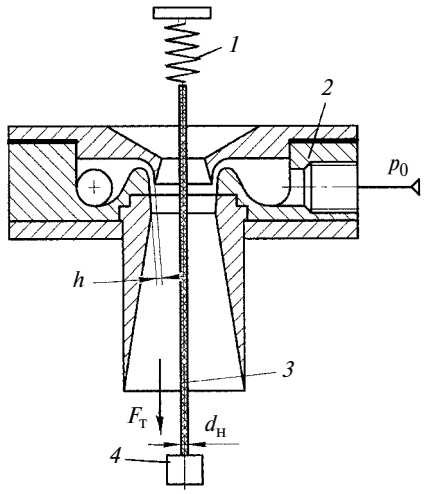


Рис. 2. Схема экспериментальной установки

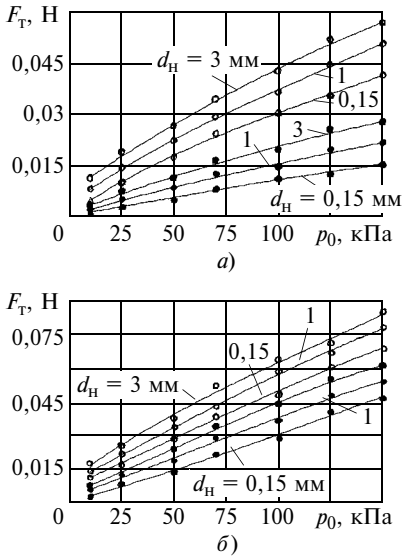


Рис. 3. Зависимости изменения силы $F_т$ трения от давления p_0, диаметра $d_н$ нити, ширины h зазора (*а* — $h = 0{,}3$ мм; *б* — $h = 0{,}6$ мм), воздушного потока (-○- — без закрутки; -●- — вихревой)

По результатам эксперимента были построены зависимости изменения силы трения от воздушного потока, ширины зазора (рис. 3, *а* и *б*, соответственно $h = 0{,}3$ мм и $h = 0{,}6$ мм) и диаметра $d_н$ нити. Анализ полученных данных показал, что с ростом давления p_0 сила $F_т$ трения повышается. Уменьшение кольцевого зазора приводит к уменьшению силы трения. Это объясняется повышением сопротивления истечению воздушного потока через кольцевой зазор устройства.

Исследования показали, что на силу трения существенное влияние оказывает характер воздушного потока. При вихревом потоке происходит резкое уменьшение силы трения, что объясняется появлением тангенциальной составляющей скорости воздуш-

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

УДК 620.178

И. Р. АСЛАНЯН, канд. техн. наук, Л. Ш. ШУСТЕР, д-р техн. наук (УГАТУ, г. Уфа), e-mail: as-irina@rambler.ru

Изнашивание гальванических никель-фосфорных покрытий

Исследовано влияние добавок упрочняющих субмикронных карбидов кремния и термической обработки на изнашивание никель-фосфорных покрытий, полученных электролитическим осаждением. Установлено, что изнашивание покрытий имеет абразивно-окислительный характер: преимущественно абразивный для композиционных NiP-SiC покрытий и преимущественно окислительный для NiP покрытий без добавок кремния.

Ключевые слова: трение, изнашивание, покрытия.

The influence of additions of reinforcing submicron silicon carbides and thermal treatment upon wear of the nickel-phosphorous coatings obtained by electrolytic deposition has been investigated. It was stated that wear of the coatings has abrasive-oxidative character, at that it is the abrasive one for composite NiP-SiC coatings and mainly oxidative for NiP coatings without the silicon additions.

Keywords: friction, wear, coatings.

Эффективным и распространенным способом защиты металлов от коррозии является нанесение покрытий. Особенность никелевых покрытий заключается в том, что они обладают коррозионной устойчивостью, безвредны и характеризуются высокой износостойкостью. С учетом этих особенностей никелевые покрытия широко применяются в качестве защиты сложнопрофилированных деталей от коррозии при повышенных температурах и в специальных средах, а также для повышения износостойкости деталей автомобильной и машиностроительной промышленности.

Целью данной работы является исследование влияния добавок субмикронных частиц карбида кремния на процессы трения и изнашивания NiP покрытий, полученных электролитическим осаждением.

Методы испытаний

Никель-фосфорные покрытия осаждали на стальную подложку в электролитической ванне. Использовали электролит Уоттса, содержащий также 20 г/л фосфористой кислоты H_3PO_3 и суспензию частиц карбида кремния (80 и 200 г/л SiC со средним диаметром частиц 600 нм). Часть образцов отжигали при температуре 420 °С в течение 1 ч.

Рентгенографические исследования образцов до и после термической обработки (ТО) проводили на установке Seifert 3003TT в излучении CuKα при угле измерений 2°. Трибологические испытания проводили по схеме "шар—диск" при нормальном нагружении 2 Н и постоянной скорости скольжения 0,15 м/с.

Диаметр поверхности трения на диске составлял 24 мм. Для всех образцов число циклов испытаний было одинаковым и составляло 100, 1000 и 15 000. В качестве контртела использовали корундовые шары (фирма Ceratech, Нидерланды) диаметром 10 мм с параметром шероховатости поверхности Ra = 0,2 мкм. Испытания проводили без смазывания при температуре воздуха 23 °С и относительной

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 32)

ного потока, что в свою очередь приводит к снижению осевой составляющей скорости воздушного потока на выходе из диффузора устройства, определяющей силу трения, которая и формирует свойства получаемого волокна.

Моделирование технологического процесса позволило существенно сократить объем натурных испытаний и сроки разработок, снизить их стоимость и установить оптимальные режимы работы оборудования.

Полученные экспериментальные данные позволили выработать практические рекомендации для процесса получения волокон с требуемыми физико-механическими свойствами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Перепелкин К. Е.** Структура и свойства волокон. М.: Химия, 1985. 208 с.

2. **Технология** и оборудование для производства волокнистых материалов способом вертикального раздува: Монография / А. И. Шиляев, К. П. Широбоков, Б. А. Сентяков и др. Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2008. 248 с.

3. **Широбоков К. П.** Технологический процесс получения штапельного волокна из расплава термопластов способом вертикального раздува воздухом // Вестник ИжГТУ. 2008. № 3. С. 28—31.

4. **Широбоков К. П.** Определение сил, действующих на струю расплавленного материала в процессе получения волокнистых материалов способом вертикального раздува воздухом // Вестник ИжГТУ. 2008. № 4. С. 40, 41.

влажности 50 %. Тангенциальную силу трения записывали постоянно во время всего цикла испытаний. Результаты трибологических испытаний определяли как усредненное значение, полученное по трем измерениям для каждого типа покрытия.

Морфологию поверхности покрытий и поверхностей трения анализировали с помощью сканирующего электронного микроскопа SEM-Philips 515. Химический анализ был сделан с помощью установки EDAX при увеличении мощности от 10 до 20 кВ.

Микротвердость измеряли при нагрузке 50 г как на поверхности трения, так и на поперечном шлифе образцов. Величину изнашивания определяли по потере объема материала испытуемых образцов в процессе испытаний. Объемные потери материала, а также шероховатость поверхности определяли с помощью оптической трехмерной профилирующей системы Wyko NT Series.

Результаты исследований

Металлографическая структура композиционных NiP-SiC покрытий — однородная глобулярная с внедрениями карбида кремния SiC в виде светлых включений размерами около 600 нм (рис. 1). После отжига структура покрытий не изменяется, но на поверхности заметны темные места от выпавших в процессе отжига включений карбида кремния. Параметр шероховатости поверхности NiP и композиционных NiP-SiC покрытий составляет Ra = 13 мкм и Ra = 50 мкм соответственно. Увеличение шероховатости композиционных NiP-SiC покрытий по сравнению с шероховатостью NiP покрытий объясняется наличием частиц карбида кремния в их составе. На рис. 1 видно, что частицы карбида кремния распределены равномерно по поверхности покрытия.

На рис. 2, *а* представлена рентгенограмма композиционного покрытия NiP-SiC, имеющая два пика: широкий пик, характерный для аморфных материалов, и острый пик, соответствующий кремнию. Ввиду малого угла дифракции не обнаружена разница в структуре покрытий по глубине. Как и в исследованиях [1—3], установлено, что после ТО

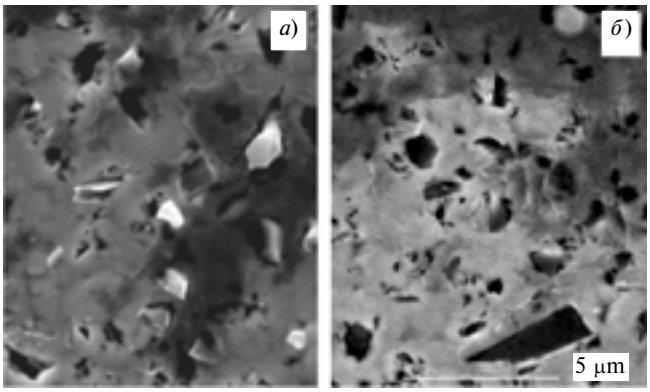


Рис. 1. Металлографическая структура NiP-SiC покрытий до (*а*) и после (*б*) термической обработки

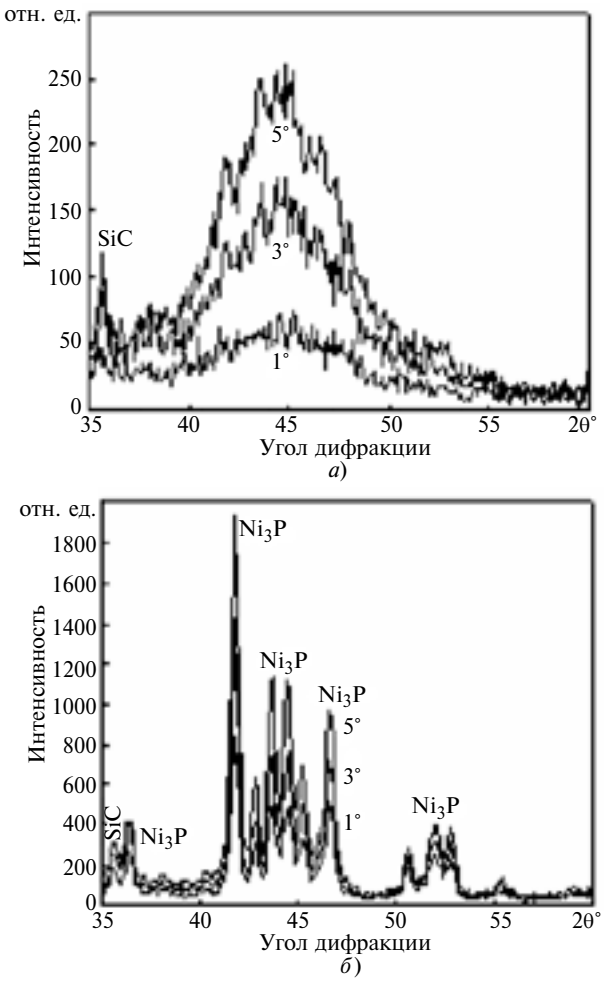


Рис. 2. Рентгенограмма композиционного NiP-SiC покрытия в исходном состоянии (*а*) и после отжига (*б*)

при температуре 420 °С в NiP и композиционных NiP-SiC покрытий происходят значительные изменения: в матрице выделяется кристаллическая фаза Ni_3P. При повышении температуры по границам зерен выделяется фосфор, что способствует образованию, обогащенных им зон. Фаза Ni_3P выделяется в зонах, содержащих фосфор в количестве, превышающем эвтектическую концентрацию 11 % (по массе) [2]. Эта фаза располагается главным образом по границам зерен [4] благодаря диффузионным процессам, причем энергия активации диффузионного процесса сопоставима с энергией активации, затрачиваемой при самодиффузии чистого никеля [5]. При температуре 420 °С атомы никеля легко мигрируют из зоны, обогащенной фосфором, вступают с ним во взаимодействие и образуют фазу Ni_3P. Введение карбида кремния в NiP покрытие не оказывает заметного влияния на образование фазы Ni_3P, что соответствует данным работы [1].

Металлографические исследования поверхности трения композиционных покрытий NiP-SiC представлены на рис. 3. На поверхности трения наблюдаются царапины темного цвета. Эти царапины и трещины параллельны направлению движения. Та-

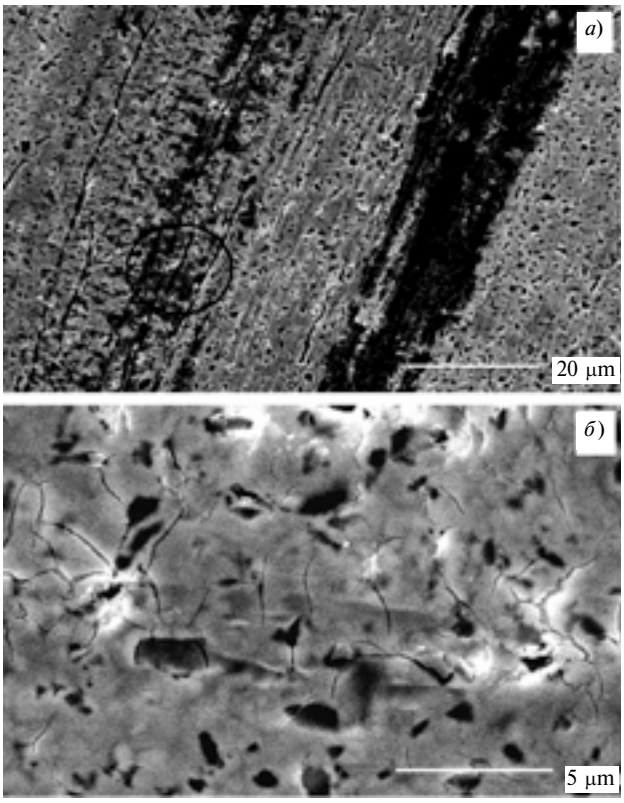


Рис. 3. Микроструктура поверхности трения композиционных NiP-SiC покрытий после 15 000 циклов испытаний (*а*), увеличенная зона (*б*)

кой вид поверхности характерен для абразивно-окислительного изнашивания. Для композиционных покрытий NiP-SiC вид поверхности трения практически не зависит от количества добавленных частиц карбидов кремния и примерно одинаков для покрытий до и после ТО. Детальное исследование темной зоны (рис. 3, *б* — увеличенный масштаб) показало множество мелких трещин, параллельных и перпендикулярных направлению трения, наличие мест вырыва частиц карбидов кремния с развитой системой трещин вокруг этих мест. Это наблюдение имело место для всех композиционных NiP-SiC покрытий после ТО.

Образование темных полос было замечено на поверхности трения для всех типов покрытий в исходном состоянии и после отжига, но в большей мере это проявилось в случае NiP покрытий. Темные полосы параллельны направлению движения, и их количество на отожженном покрытии увеличивается с увеличением длительности испытаний (рис. 4). После первых 100 циклов испытаний на поверхности трения наблюдается небольшое количество царапин, параллельных направлению движения. Это наблюдение подтверждается в работе [6], согласно которой после 400 циклов испытаний NiP покрытия выявлено абразивное изнашивание.

Исследования авторов данной статьи показали, что при увеличении числа циклов со 100 до 1000 характер изнашивания изменяется с абразивного на абразивно-окислительный. Это подтверждается данными химического анализа. При исследовании поверхности трения после 100 циклов испытаний не было обнаружено хоть какого-либо наличия кислорода, однако после 1000 и 15 000 циклов на поверхности трения в темных зонах обнаружен кислород. Количество кислорода возрастает с увеличением длительности испытаний. Причем формирование оксидных пленок на поверхности трения связано с увеличением числа циклов, независимо от того, были ли образцы подвергнуты ТО или нет. Сформированные оксидные пленки прочно связаны с поверхностью NiP покрытий и участвуют в процессе изнашивания материала. Из таблицы, в которой представлен химический состав поверхностей трения для всех типов покрытий и продуктов износа, видно, что до проведения ТО содержание кислорода на поверхности трения для всех покрытий примерно одинаковое. После ТО на поверхности трения NiP покрытий содержание кислорода примерно в 10 раз больше, чем на поверхности трения композиционных покрытий NiP-SiC. Содержание кислорода на поверхности трения NiP покрытия также зависит от числа циклов испытаний. С их увеличением содержание кислорода увеличивается. Распределение кислорода по площади контакта примерно одинаковое для всех типов композиционных NiP-SiC покрытий.

Результаты исследования изнашивания NiP и композиционных NiP-SiC покрытий представлены на рис. 5 в виде зависимости объемных потерь (V) материала от микротвердости (H) покрытий в исходном состоянии и после ТО. Полученные результаты можно объяснить следующим образом. Твердые включения, введенные в композиционный материал, с одной стороны, повышают его твердость и экранируют трущиеся поверхности, снижая их изнашивание, но с другой — сами твердые включения при изнашивании вырываются и удаляются с трущихся поверхностей блочно (в виде отдельных частиц), повышая изнашивание материала. Поэтому при некоторой оптимальной концентрации

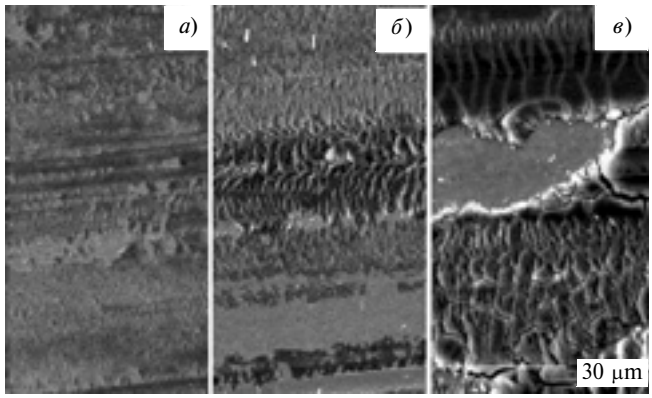


Рис. 4. Эволюция образования оксидных пленок на поверхности трения NiP покрытий после 100 (*а*), 1000 (*б*) и 15 000 циклов испытаний (*в*)

твердых включений композиционный материал может иметь наибольшую износостойкость. Как показали исследования (см. рис. 5), композиционное покрытие NiP-SiC с содержанием в суспензии карбидов кремния 80 г/л в исходном состоянии обеспечивает наименьший износ. После отжига благодаря выделению твердой кристаллической фазы Ni_3P в матрице NiP наблюдается увеличение микротвердости и снижение износа всех покрытий. При этом повышенный износ композиционных покрытий NiP-SiC по сравнению с NiP покрытиями связан, по-видимому, с повышением чувствительности к образованию трещин вокруг карбидов в матрице NiP в процессе изнашивания. При трении включения карбида кремния легко вырываются из NiP матрицы, практически не экранируют изнашивающиеся поверхности, что создает дополнительные потери объема материала испытуемых образцов.

Изнашивание NiP и композиционных NiP-SiC покрытий имеет абразивно-окислительный характер, причем абразивная составляющая изнашивания приводит ко все возрастающим потерям материала в процессе трения, а окислительная — к временной защите материала от изнашивания. Механизм изнашивания одинаков для композиционных NiP-SiC покрытий независимо от ТО. В случае NiP покрытий имеет место преимущественно окислительное изнашивание ввиду наличия прочно связанных оксидных пленок на поверхности трения. Включения карбида кремния повышают твердость покрытий и одновременно препятствуют образованию оксидных пленок на поверхностях трения композиционных NiP-SiC покрытий. В этом случае на поверхностях трения были замечены только абразивные трещины. При изнашивании NiP-SiC покрытий происходит периодическое вырывание частиц карбида кремния с поверхности трения, и доля абразивного изнашивания увеличивается. При изнашивании NiP покрытий на поверхностях трения происходит периодическое формирование и разрушение оксидных пленок.

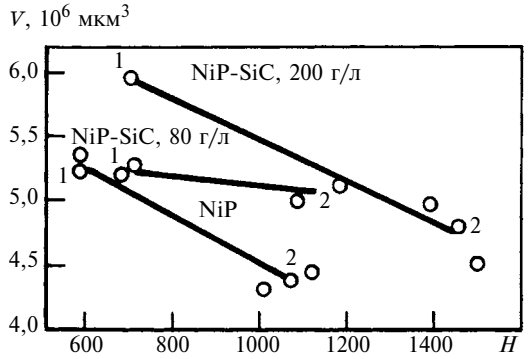


Рис. 5. Распределение объемных *V* потерь материала в зависимости от микротвердости *H* для NiP и NiP-SiC покрытий в исходном состоянии (*1*) и после ТО (*2*)

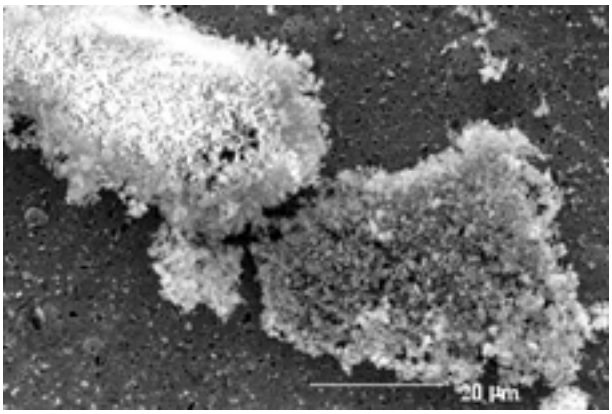


Рис. 6. Микроструктура продуктов изнашивания композиционных NiP-SiC покрытий после 15 000 циклов испытаний

Продукты износа, скапливающиеся на образцах по границам поверхностей трения, легко смываются водой. Их металлографическая структура представлена на рис. 6. Химический анализ продуктов износа показал, что помимо никеля и фосфора в них присутствуют кислород и алюминий. Можно предположить, что алюминий попал в продукты износа из контртела — корундового шара. Количество кислорода и алюминия в продуктах трения

Химический состав поверхностей трения NiP и композиционных NiP-SiC покрытий

Покрытие	Состояние	Число циклов испытаний	Химический состав, %					
			Ni	P	Si	C	O	Al
NiP	Исходное	100	86,89	13,11	—	—	—	—
		1000	83,12	12,81	—	—	4,07	—
		15000	72,04	9,61	—	—	17,05	1,30
	Отожженное	100	87,21	12,79	—	—	—	—
		1000	82,17	11,76	—	—	6,07	—
		15000	68,17	9,57	—	—	21,14	1,13
	Продукты износа	15000	62,78	8,03	—	—	26,85	2,33
NiP-SiC (80 г/л SiC)	Исходное	15000	64,63	10,79	4,78	2,51	16,59	1,33
	Отожженное		74,59	9,92	5,18	7,67	2,64	0,70
	Продукты износа		46,28	5,76	6,01	12,43	28,20	1,33
NiP-SiC (200 г/л SiC)	Исходное	15000	62,56	10,51	5,91	3,08	17,94	1,09
	Отожженное		77,81	10,61	5,58	6,00	—	—
	Продукты износа		31,75	4,42	12,00	15,83	34,08	1,93

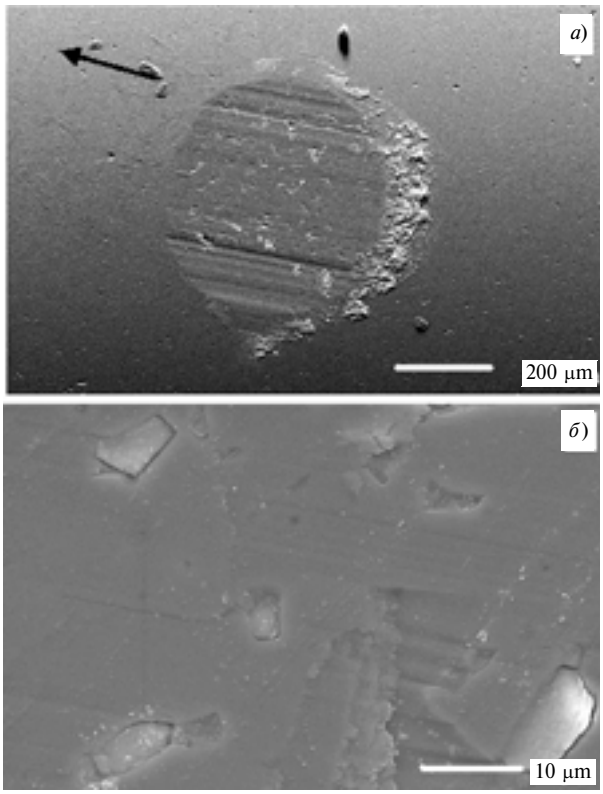


Рис. 7. Микроструктура поверхности трения (*а*) и ее центральной зоны (*б*) корундового шара при испытании NiP-SiC покрытия:

стрелка показывает направление движения при трибологических испытаниях

примерно одинаковое для всех испытанных образцов. Из таблицы видно, что количество кислорода в продуктах износа относительно выше, чем непосредственно на поверхностях трения. Несмотря на то, что на поверхности трения отожженных композиционных NiP-SiC покрытий кислород отсутствовал, в продуктах износа этих покрытий кислород был обнаружен в достаточно больших количествах. Это свидетельствует о том, что в зоне фрикционного контакта происходят окислительные процессы и изнашивание имеет абразивно-окислительный характер. Кроме того, химический анализ показал, что в продуктах износа композиционных NiP-SiC покрытий, содержащих 200 г/л SiC, по сравнению с покрытиями, содержащими 80 г/л SiC, кремния в 2 раза больше. Это подтверждает предположение о блочном изнашивании материала с повышенным содержанием карбида кремния.

Металлографическое исследование корундового шара показало, что на поверхности трения имеются многочисленные борозды и включения, а часть продуктов трения скопилась по краю поверхности контакта контртела (рис. 7, *а*). Частицы карбида кремния процарапали шар и внедрились в поверхность контакта (рис. 7, *б*). Химический анализ подтвердил перенос материала покрытий на поверхность корундового шара.

Выводы

Трибологические исследования NiP и композиционных NiP-SiC покрытий выявили зависимость интенсивности изнашивания от количества карбида кремния и наличия кристаллической фазы Ni_3P, выделившейся в процессе отжига образцов.

Изнашивание исследованных покрытий имеет абразивно-окислительный характер. Карбид кремния хотя и повышает твердость композиционных NiP-SiC покрытий, но препятствует сцеплению оксидных пленок на поверхности трения. Это обстоятельство, а также растрескивание NiP матрицы вокруг включений карбида кремния при ТО, которое способствует вырыванию частиц SiC при трении, не приводят к существенному уменьшению изнашивания композиционных NiP-SiC покрытий. Композиционное NiP-SiC покрытие в исходном состоянии, полученное из суспензии с содержанием 80 г/л SiC, обеспечивает минимальное изнашивание. При изнашивании NiP покрытий, независимо от ТО, с увеличением числа циклов испытаний происходит формирование оксидных пленок на поверхности трения, которые прочно связываются с поверхностью трения и препятствуют интенсификации изнашивания.

Термическая обработка повышает твердость покрытий в результате выделения кристаллической фазы Ni_3P, что снижает интенсивность изнашивания покрытий. Наименьшее изнашивание наблюдается у NiP покрытий без добавок SiC после ТО. Для повышения эффективности влияния добавок SiC на изнашивание NiP покрытий необходимо путем оптимизации параметров электроосаждения и термической обработки устранить растрескивание матрицы вокруг включений карбида кремния и увеличить силу их сцепления с матрицей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Apachitei I., Duszczyk J.** Autocatalytic nickel coatings on aluminium with improved abrasive wear resistance // Surface and Coatings Technology. 2000. Vol. 132. Issue 1. P. 89—98.

2. **Цупак Т. Е.** Высокопроизводительные процессы электроосаждения никеля и сплава никель-фосфор из электролитов, содержащих карбоновые кислоты: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. М., 2008.

3. **Phosphorus** segregation in nanocrystalline Ni-3,6 at. % P alloy investigated with the tomographic atom probe (TAP) / B. Farber, E. Cadel, A. Menand et al. // Acta Materialia. 2000. Vol. 48. Issue 3. P. 789—796.

4. **Mehta S. C., Smith D. A., Erb U.** Study of grain growth in electrodeposited nanocrystalline nickel-1,2 wt. % phosphorus alloy // Materials Science and Engineering. A. 1995. Vol. 204. Issues 1—2. P. 227—232.

5. **Структурно-фазовая** разупорядоченность на поверхности химически осажденного никель-фосфорного покрытия / О. М. Башкиров, В. В. Иванов, В. Т. Логинов и др. // Изв. вузов. Сер. Технические науки. 2003. № 3. С. 54—56.

6. **The effect** of heat treatment on the microstructure of electroless Ni-P coatings containing SiC particles / C. K. Chen, H. M. Feng, H. C. Lin, M. H. Hon // Thin Solid Films. 2002. Vol. 416. Issues 1—2. P. 31—37.

УДК 621.923.1

В. К. СТАРКОВ, д-р техн. наук (МГТУ "Станкин"), e-mail: starkov@stankin.ru

Теоретические и технико-экономические предпосылки профильного глубинного шлифования с непрерывной правкой инструмента

Получены расчетные формулы, позволяющие оценить эффективность кругов различной работоспособности на разных режимах шлифования с непрерывной правкой инструмента.

Ключевые слова: шлифовальный круг, профильное глубинное шлифование, абразивный инструмент, правка.

The design formulae for estimation the efficiency of grinding wheels of different working capacity at various grinding conditions with continuous tool dressing have been obtained.

Keywords: grinding wheel, profile deep grinding, grinding tool, dressing.

Профильное глубинное шлифование (ПГШ) — эффективный метод обработки с большим объемом удаляемого материала абразивным инструментом. Метод ПГШ нашел широкое применение при обработке хвостовиков турбинных лопаток из жаропрочных никелевых сплавов [1—5]. Технология ПГШ при обработке хвостовиков турбинных лопаток в производстве газотурбинных двигателей используется уже более 20 лет и развивается в двух направлениях: совершенствование оборудования и совершенствование инструмента.

При жестких требованиях по производительности, точности и качеству глубинного шлифования особое значение имеет режущая способность инструмента. Данная технология, как правило, используется для обработки жаропрочных литейных сплавов на никелевой основе, которые отличаются крайне низкой обрабатываемостью, так как сохраняют высокую прочность при температурах до 1400 °С из-за большого содержания (до 50 %) твердой интерметаллидной γ'-фазы в вязкой и склонной к адгезионному взаимодействию легированной никелевой матрице. Сплав такого строения очень чувствителен к внешнему воздействию со стороны шлифовального круга. Имеет место и повышенная сопротивляемость съему металла из-за налипания стружки на абразивные зерна, а следовательно, возникает высокая термодинамическая напряженность в зоне обработки. Поэтому применение высокопористых шлифовальных кругов на основе электрокорунда и керамических связок небольшой твердости (ВМ1, ВМ2 и М1) — эффективная реализация ПГШ с принудительным обильным охлаждением и непрерывной правкой рабочей поверхности инструмента.

При ПГШ кроме оптимальных параметров инструмента и условий его непрерывной правки важен выбор скоростей круга ($v_{кр}$) и продольного перемещения рабочего стола ($v_{ст}$) с установленными обрабатываемыми деталями.

Рассмотрим теорию оптимизации технологических параметров процесса ПГШ. Особенностью данного шлифования в отличие от маятниковой схемы обработки является сочетание большого удаляемого припуска (до 10 мм за один проход круга) и небольшой скорости $v_{ст}$ стола (до 1000 м/мин). Для повышения производительности применяют двухстороннюю обработку (рис. 1).

Правка шлифовального круга может быть периодической (циклической), но чаще используют непрерывную правку алмазным роликом — радиальным (рис. 2, *а*) или тангенциальным (рис. 2, *б*) врезанием с подачей $S_р$, которая соответствует глу-

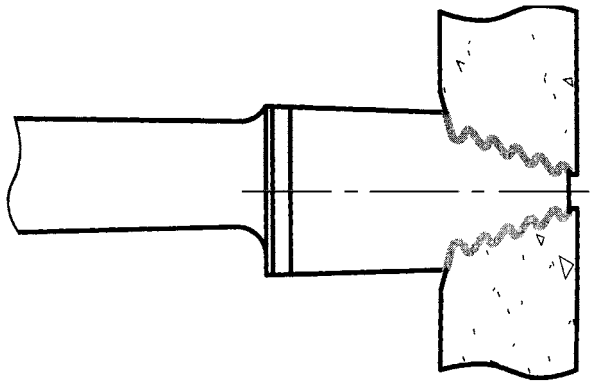


Рис. 1. Схема шлифования ёлочного профиля хвостовика турбинной лопатки

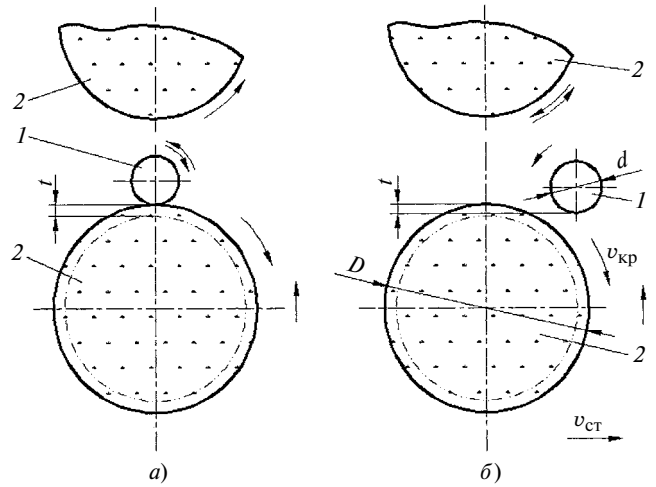


Рис. 2. Схема профильной правки круга:
а — радиальное врезание; *б* — тангенциальное врезание; *1* — алмазный ролик; *2* — абразивный круг

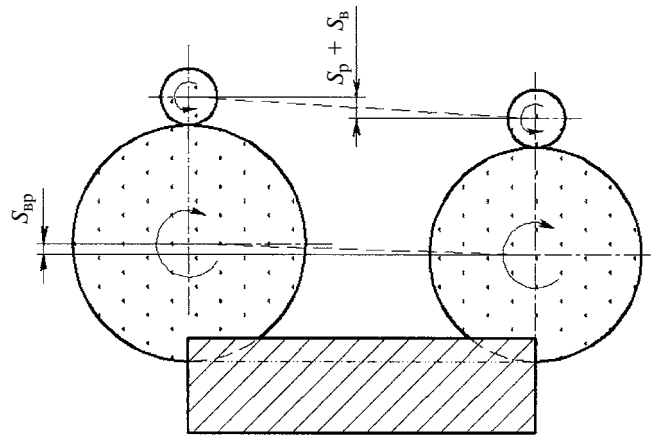


Рис. 3. Схема непрерывной правки с компенсацией износа круга:
$S_{вр}$ — подача врезания; $S_р$ — подача правящего ролика; $S_в$ — подача на изнашивание ролика

бине t внедрения ролика в рабочую поверхность круга за один оборот с компенсацией износа круга (рис. 3) [6].

На современных станках ПГШ организовано таким образом, что в результате компенсации износа глубина резания всегда постоянна. Это гарантирует точность обработки.

Актуальной является проблема интенсивного расхода абразива, которая определяет экономичность процесса обработки. При проектировании операций ПГШ необходимо выбрать такие параметры, которые обеспечивают максимальные производительность и работоспособность шлифовального круга. Производительность ПГШ, т. е. скорость съема материала мм^3/(мм · с), находим как произведение скорости $v_{ст}$ стола, глубины t резания и объема удаляемого материала при износе шлифовального круга в 1 мм за 1 с. Уточненное выражение содержит коэффициент K_F, учитывающий неполноту удаляемого профиля, например ёлочного:

$$Q_w = K_F v_{ст} t. \quad (1)$$

Работоспособность шлифовального круга можно выразить через время $\tau_{кр}$ его работы до момента, когда наружный диаметр D круга уменьшится до величины, при которой круг непригоден для дальнейшего использования. При непрерывной правке скорость уменьшения диаметра D пропорциональна подаче $S_р$ правящего ролика и частоте $n_{кр}$ вращения круга:

$$\Delta_D = 2 S_р n_{кр}. \quad (2)$$

По формуле (2) за один оборот шлифовального круга его диаметр уменьшается на $2S_р$, мкм/об. Введем в формулу (2) скорость $v_{кр}$ круга, тогда скорость Δ_D расхода абразива определяется выражением

$$\Delta_D = \frac{120}{\pi} \frac{S_р v_{кр}}{\pi D}. \quad (3)$$

Работоспособность шлифовального круга при непрерывной правке (как время его эксплуатации до достижения критического диаметра $K_D D$) имеет вид:

$$\tau = \frac{(1 - K_D) D}{\Delta_D} = \frac{\pi}{120} \frac{(1 - K_D) D^2}{S_р v_{кр}}, \quad (4)$$

где K_D — коэффициент, определяющий предел уменьшения наружного диаметра шлифовального круга; на станках для ПГШ, как правило, $K_D = 0{,}75$.

Из выражения (4) следует, что ресурс работы инструмента при ПГШ с непрерывной правкой определяется его диаметром, условиями правки и скоростью круга. Так, при $D = 500$ мм, $v_{кр} = 30$ м/с и $S_р = 0{,}4 \div 0{,}6$ мкм/об (наиболее применяемый режим при ПГШ) время непрерывной работы шлифовального круга составляет от 91 до 136 мин.

При постоянном режиме шлифования путь резания, обеспечиваемый данным инструментом, пропорционален скорости $v_{ст}$:

$$L = \frac{\pi}{120} (1 - K_D) D^2 \frac{v_{ст}}{S_р v_{кр}}. \quad (5)$$

Из уравнения (5) при постоянном диаметре шлифовального круга следует, что путь резания можно увеличить, повысив скорость $v_{ст}$ детали и уменьшив подачу $S_р$ правки и скорость $v_{кр}$ круга. Эти три параметра режима обработки взаимосвязаны между собой — нельзя изменить один из них, не изменив другие. Повышать скорость продольного перемещения стола можно только при соответствующем увеличении скорости круга, чтобы сохранить постоянную величину срезаемого слоя, т. е. $v_{кр}/v_{ст} = \text{const}$. Практика показывает, что при уве-

личении $v_{ст}$ необходимо повысить подачу $S_р$. В противном случае могут создаться условия для возникновения дефектов на обрабатываемой поверхности.

Зная ширину $l_д$ обрабатываемого хвостовика лопатки, из формулы (5) можно определить число $n_д$ деталей, обрабатываемых парой шлифовальных кругов на постоянном режиме при двухсторонней обработке:

$$n_д = \frac{L}{l_д} = \frac{\pi}{120}(1 - K_D)\frac{D^2}{l_д}\frac{v_{ст}}{S_р v_{кр}}.$$

При производстве турбинных лопаток хвостовик обрабатывается, как правило, за несколько проходов шлифовального круга на разных режимах. В этом случае определение параметров шлифования и правки инструмента усложняется.

Подойдем к решению этой задачи через расход абразива круга при непрерывной правке, в результате которой исходный диаметр D инструмента уменьшится до минимально возможного размера $K_D D$. Уменьшение диаметра круга с постоянными условиями шлифования и правки за время $\tau_д$ обработка одной поверхности хвостовика (или двух поверхностей двумя инструментами) определяется выражением

$$\delta_D = \Delta_D \tau_д = \frac{120}{\pi}\frac{S_р v_{кр}}{D}\frac{l_д}{v_{ст}}.$$

Если обработка ёлочного профиля хвостовика лопатки осуществляется за несколько проходов с вариативной комбинацией параметров $S_р$, $v_{кр}$ и $v_{ст}$ на каждом проходе, то в результате суммирования δ_D получим:

$$\sum_{i=1}^{m} \delta_{Di} = \frac{120}{\pi}\frac{l_д}{D}\sum_{i=1}^{m}\frac{S_{рi} v_{крi}}{v_{стi}}. \qquad (6)$$

Так как величина $\sum_{i=1}^{m} \delta_{Di}$ не может превышать допустимый износ шлифовального круга в результате правки, т. е. $\sum_{i=1}^{m} \delta_{Di} \leqslant (1 - K_D)D$, то число деталей, обрабатываемых одним абразивным инструментом, находим по формуле

$$n_д = \frac{(1 - K_D)D}{\sum_{i=1}^{m} \delta_{Di}} = \frac{\pi(1 - K_D)D^2}{120 l_д}\frac{1}{\sum_{i=1}^{m}\frac{S_{рi} v_{крi}}{v_{стi}}}. \qquad (7)$$

В соответствии с формулой (7) для повышения эффективности ПГШ по числу деталей, обрабатываемых одним инструментом, необходимо использовать круги максимального диаметра (что не всегда возможно), увеличивать скорость стола и уменьшать подачу правки и скорость круга. Эти рекомендации универсальны и справедливы для всех случаев обработок с переменными режимами шлифования и правки.

Введем экономический критерий — стоимость обработки. Стоимость работы круга по затратам только на расход абразива можно оценить или по времени его работы:

$$q_с = \frac{C_{кр}}{\tau} = C_{кр}\frac{120}{\pi}\frac{S_р v_{кр}}{(1 - K_D)D^2}, \text{ р./мин},$$

или на единицу длины обрабатываемой поверхности, что можно отнести к обработке одной детали:

$$q'_с = \frac{C_{кр}}{L} = C_{кр}\frac{120}{\pi}\frac{S_р v_{кр}}{(1 - K_D)D^2 v_{ст}}, \text{ р./дет.},$$

где $C_{кр}$ — стоимость шлифовального круга.

Более точная оценка обработки одной детали учитывает многопроходность процесса, т. е. формулы (6) и (7):

$$q'_с = \frac{C_{кр}}{n_д} = C_{кр}\frac{\sum_{i=1}^{m} \delta_{Di}}{(1 - K_D)D}.$$

Следовательно, назначение технологических параметров ПГШ можно рассматривать в целом, анализируя полученные зависимости (1), (4) и (5) и затраты, связанные с расходами в результате принудительной правки.

Анализ показал, что для улучшения ПГШ целесообразно повышать скорость $v_{ст}$ рабочего стола и уменьшать подачу $S_р$ при правке шлифовального круга, так как скорость стола по формуле (1) — основной фактор производительности, а уменьшение подачи ролика при правке по формуле (5) обеспечивает снижение расхода абразива.

Сложнее принимать решение о повышении скорости шлифовального круга. До недавнего времени такой проблемы не было, так как скорость высокопористых шлифовальных кругов для глубинного шлифования не превышала 35 м/с (редко 50 м/с). Сегодня используется инструмент, который может работать со скоростью до 100 м/с [1], поэтому есть соблазн использовать это для повышения эффективности шлифования.

Скорость круга — ключевой параметр процесса шлифования, от которого зависит выбор других параметров: глубины обработки и скорости детали. Чем выше скорость круга, тем больше абразивных зерен участвует в удалении материала за единицу времени. Поэтому, как правило, увеличивают и скорость стола (скорость детали $v_д$), однако отношение $v_{кр}/v_{ст}$ (или $v_{кр}/v_д$) остается постоянным.

С повышением скорости шлифования увеличивается частота контактирования режущих и нережущих (деформирующих) зерен шлифовального круга с обрабатываемой поверхностью детали, а следовательно, повышается тепловой фактор процесса, так как ухудшается поступление охлаждающей жидкости в зону резания и увеличивается контактная температура. При увеличении скорости $v_{кр}$ с 15 до 70 м/с температура повышается почти на 40 % [1]. Однако контактная температура не достигает критической величины, т. е. 1200 °С.

Преимуществом высокоскоростного глубинного шлифования жаропрочных никелевых сплавов является уменьшение силы резания и шероховатости обработанной поверхности. Сохраняется также неизменным упрочнение поверхностного слоя, несмотря на более интенсивное нагревание: практически не уменьшаются глубина и степень наклепа и немного уменьшаются остаточные напряжения. Однако возможность повышения скорости шлифовального круга нивелируется расходом абразива, а следовательно, ростом себестоимости обработки. Пропорционально скорости шлифования возрастает подача на врезание ролика при правке круга, которая привязана к его частоте вращения. Поэтому только в случае повышения скорости стола для сохранения постоянным отношения $v_{кр}/v_{ст}$ можно получить положительный эффект от увеличения скорости круга и только для повышения производительности процесса по скорости профилирования обрабатываемой детали [см. формулу (1)].

В связи с этим увеличение скорости шлифования может быть обусловлено необходимостью повысить производительность обработки, однако сдерживающими факторами остаются повышенный расход инструмента, более частая его замена с дополнительной настройкой станка и другое, что увеличивает вспомогательное время на глубинное шлифование.

Меньше всего понятно, каким образом выбирать подачу при непрерывной правке шлифовального круга в условиях глубинного шлифования жаропрочных никелевых сплавов. Контактное взаимодействие абразивных зерен круга с ювенильной поверхностью шлифуемого металла, как известно, сопровождается активным их истиранием, адгезией и налипанием стружки, что в итоге приводит к быстрой потере инструментом режущей способности. Непрерывная правка обеспечивает постоянное восстановление режущей топографии рабочей поверхности круга и соответственно стабильность съема металла с точки зрения его термодинамики и показателей качества и точности обработки.

Общая закономерность влияния радиальной подачи правки на динамику глубинного шлифования никелевого сплава ЖС6У в зависимости от скорости съема металла показана на рис. 4. С уменьшением $S_р$ напряженность процесса возрастает и тем

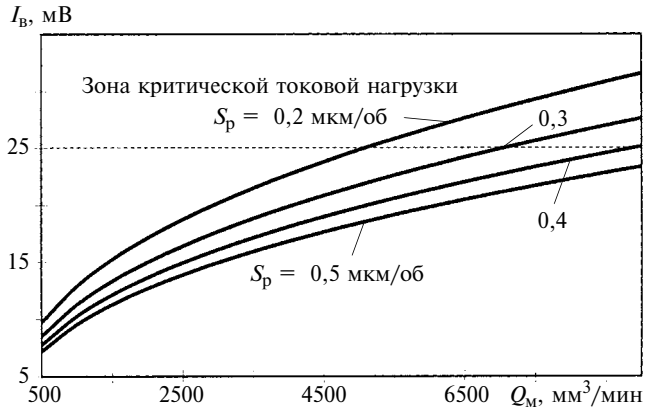


Рис. 4. Зависимости изменения токовой нагрузки $I_в$ от минутного съема $Q_м$ при разной радиальной подаче $S_р$

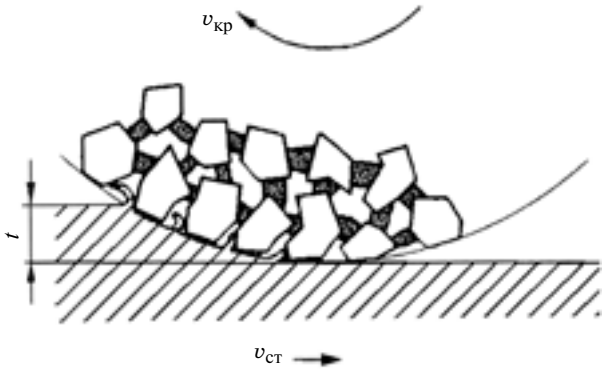


Рис. 5. Схема микрорезания при глубинном шлифовании

больше, чем выше производительность. При скорости съема 8500 мм³/мин уменьшение скорости правки с 0,5 до 0,2 мкм/об приводит к росту токовой нагрузки $I_в$ почти на 40 %.

В практике назначения параметра $S_р$ не наблюдается корреляции между ее принятым значением и такими параметрами режима шлифования, как t и $v_{ст}$. Так, при скорости съема материала 1100÷1140 мм³/мин (отнесенной к 1 мм высоты круга) правка $S_р$ изменялась с 0,15 до 0,6 мкм/об (или в 2,7 раза), а при 65÷75 мм³/мин ее значения колебались от 0,05 до 0,4 мкм/об (или в 8 раз).

Вернемся к схеме глубинного шлифования (рис. 5) и попытаемся найти теоретический подход к расчету $S_р$. За время, в течение которого абразивное зерно, находящееся в нижней точке контакта с поверхностью заготовки, будет выходить из зоны контакта, заготовка сместится на величину

$$a_v = l_к \frac{v_{ст}}{v_{кр}} = \frac{v_{ст}}{v_{кр}} \sqrt{Dt}, \qquad (8)$$

где $l_к$ — длина дуги контакта шлифовального круга с обрабатываемой заготовкой; a_v — максимальная толщина слоя металла, удаляемого по дуге контакта совокупностью режущих зерен, расположенных на

инструменте в зоне контакта $l_к b$ (b — высота круга); по существу a_v — толщина рабочего слоя шлифовального круга, задействованного в данном случае.

По разным режимам глубинного шлифования при обработке литейных жаропрочных сплавов определено, что a_v изменяется от 1,5 до 9 мкм, т. е. 1÷7,5 % от среднего размера абразивных зерен F120 и F80. В данном случае a_v используется в качестве критерия возможной подачи $S_р$ для восстановления режущей способности шлифовального круга. Согласно формуле (8) параметр a_v соответствует рабочему слою инструмента, свойства которого в процессе шлифования изменяются. Часть слоя, которая удаляется непрерывной принудительной правкой, равна $S_р$.

Статистическим обобщением данных по глубинному шлифованию различных жаропрочных сплавов на разных режимах с принудительной непрерывной правкой круга [1] получено выражение $S_р = 0{,}114 a_v^{0{,}713}$, которое можно использовать для предварительного назначения подачи $S_р$ с дальнейшей корректировкой с учетом конкретных технологических условий шлифования: технической характеристики круга, марки жаропрочного сплава, качества алмазного правящего ролика, условий правки и др.

Полученное выражение в совокупности с другими зависимостями полезно для проектирования операций шлифования в том случае, когда для различных сочетаний обработки, скорости круга, скорости стола требуется априорно установить рациональные параметры обработки и проанализировать ее экономичность, включая расход шлифовальных кругов, себестоимость и др.

Предложенная методика расчета была успешно апробирована при сравнительных испытаниях высокопористых шлифовальных кругов отечественного и зарубежного производства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Старков В. К.** Шлифование высокопористыми кругами. М.: Машиностроение, 2007. 688 с.
2. **Оптимизация** технологии глубинного шлифования / С. С. Силин, Б. Н. Леонов, В. А. Хрульков и др. М.: Машиностроение, 1989. 120 с.
3. **Глубинное** шлифование деталей из труднообрабатываемых материалов // С. С. Силин, В. А. Хрульков, А. В. Лобанов, Н. С. Рыкунов. М.: Машиностроение, 1984. 64 с.
4. **Minke E., Giwerzew A.** CD-Grinding at Increased Cutting Speeds // 1-st European Conference on Grinding, Aachen. 2003. Fortschr.-Ber. VDI. Reihe 2. P. 11.1—11.18.
5. **Oppelt P., Fischbacher M., Zeppenfeld C.** Process Relations and Machine Requirements on Speed Stroke Grinding of Turbine Materials // 1-st European Conference on Grinding, Aachen. 2003. Fortschr.-Ber. VDI. Reihe 2. P. 1.1—1.17.
6. **Технологическое** обеспечение проектирования и производства газотурбинных двигателей / Под ред. Б. Н. Леонова, А. С. Новикова. Рыбинск, 2000. 407 с.

УДК 621.9

С. В. СЕРГЕЕВ, канд. техн. наук (ГОУ ВПО ЮУрГУ, г. Челябинск), e-mail: sergeev-sv@list.ru

Влияние вибрационного радиального перемещения концевых фрез при кинематической диссимметрии на точность формообразования пазов[1]

Рассмотрен механизм вибрационных радиальных перемещений концевых многолезвийных фрез при их кинематической диссимметрии. Показано влияние их вибрационных перемещений на точность формообразования узких глубоких пазов.

Ключевые слова: формообразование, концевые многолезвийные фрезы, погрешность, радиальные колебания.

The mechanism of vibrating radial displacements of multiple-blade end milling cutters at theirs kinematic asymmetry is considered. It was shown the influence of vibrating displacements upon the narrow deep grooves forming accuracy.

Keywords: forming, multiple-blade end milling cutters, error, radial vibrations.

Выполнение охватывающих (внутренних) поверхностей в виде узких глубоких пазов (УГП) с повышенными требованиями к точности с помощью концевых многолезвийных фрез (КМФ) — сложная задача.

Заводские технологи при проектировании технологических процессов, как правило, пользуются различными справочниками с весьма усредненными данными, не учитывающими особенности конкретной операции. Режимы обработки для используемого инструмента назначаются исходя из свойств обрабатываемого материала, имеющегося оборудования, стойкости инструмента и т. п. Однако в справочных материалах отсутствуют какие-либо данные о влиянии вибраций на точность формообразования УГП. В работах российских и зарубежных авторов [1—3] отмечается, что неотъемлемым фактором такого технологического процесса,

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (проекты № 07-01-96052-р_урал_а на 2007, 2008 гг., № 08-08-00517-а на 2008, 2009 гг.).

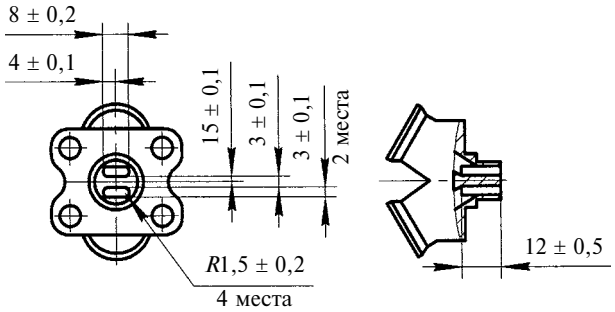


Рис. 1. Деталь переходник

как резание, является вибрация, обусловленная самим процессом и внешними факторами. Поэтому при отладке операции возникают трудности, связанные с достижением требуемой точности обработки, которые технолог преодолевает интуитивно или прибегает к помощи эксперта. Об этом свидетельствуют многочисленные статистические исследования точности обработки УГП, проведенные на машиностроительных заводах. Так, при фрезеровании УГП переходника (рис. 1) брак по точности размеров пазов составляет около 40 %. Замеры проводили на координатно-измерительной машине TESA MICRO-HITE 3D по длине (рис. 2, *а*) и глубине (рис. 2, *б*) паза. Практика показала, что при разработке таких технологических операций следует учитывать вибрацию инструмента.

Необходимые данные можно получить на основе компьютерных и натурных исследований. Для этого необходима математическая модель процесса формообразования пазов КМФ с учетом динамических факторов. Для расчетов следует понять механизм возникновения погрешностей.

Методика исследований. Для установления влияния динамических факторов на точность формообразования пазов [4] следует иметь представление и о влиянии статических факторов — диссимметрии, т. е. о погрешности заточки режущей части инструмента, неравномерности и величине износа и т. п.

Теоретически доказано, что отклонения формы и размеров отверстий и пазов возникают, если имеется геометрическая погрешность заточки или неравномерный износ режущей части инструмента [5], а также при перекосе или биении шпинделя станка вследствие его изнашивания [6]. Эти причины не являются основными, так как их легко устранить. Заточку и переточку изношенного инструмента, например, можно выполнять на шлифовальных станках с ЧПУ, которые обеспечивают несимметричность режущих лезвий не более 3 мкм, что сопоставимо с точностью, обеспечиваемой обработкой на оптико-шлифовальных станках. А перекосы и биение шпинделя возникают только на изношенных станках, которые, как правило, подлежат ремонту или замене.

Нередко технологи, используя новое высокоточное оборудование, снижая и даже полностью исключая геометрическую диссимметрию инструмента [4], не могут добиться требуемой точности обработки. Это объясняется тем, что в процессе обработки возникают другие виды диссимметрии — кинематические, непосредственно связанные с процессом снятия стружки. Установлено [4, 7], что вращение стандартного инструмента, в частности сверл, разверток и зенкеров, даже с геометрически симметрично заточенными режущими лезвиями неизбежно сопровождается поступательными поперечными квазикруговыми автоколебаниями с частотой ω и амплитудой *A* по поверхности резания относительно каждого зуба. При этом кинематические углы резания, а следовательно, и режущие свойства зубьев инструмента будут различны из-за разнонаправленности скоростей вращения и перемещения центра инструмента. Это и является главной причиной увеличения диаметра отверстий [8].

Для понимания процесса снятия стружки рассмотрим с этих же позиций процесс фрезерования

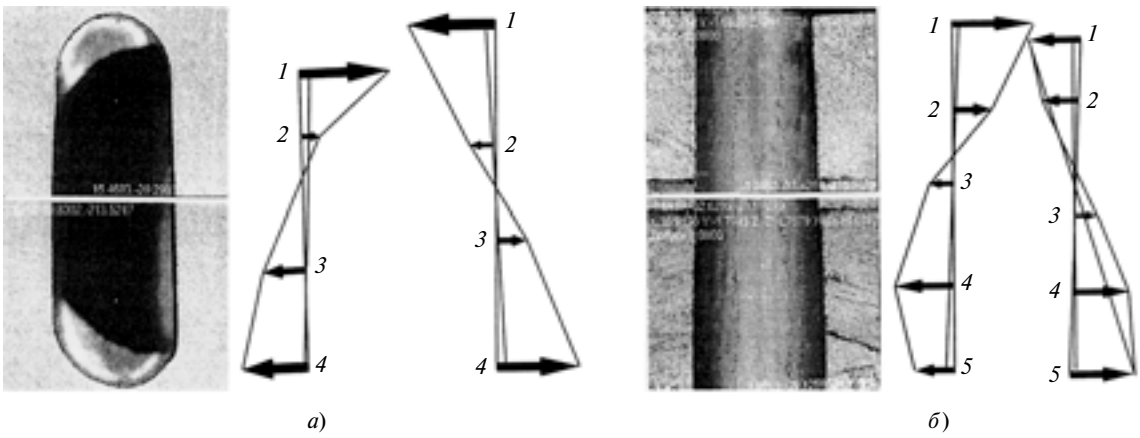


Рис. 2. Замеры точности размеров паза по длине (*а*) и глубине (*б*) на координатно-измерительной машине TESA MICRO-HITE 3D:
1—5 — сечения с изменениями размеров пазов

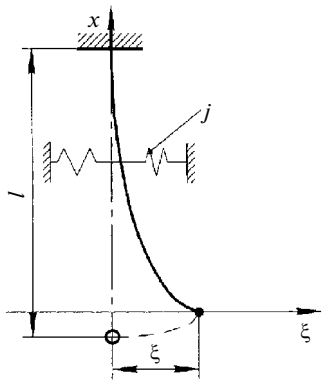


Рис. 3. Схема движения рабочей части фрезы

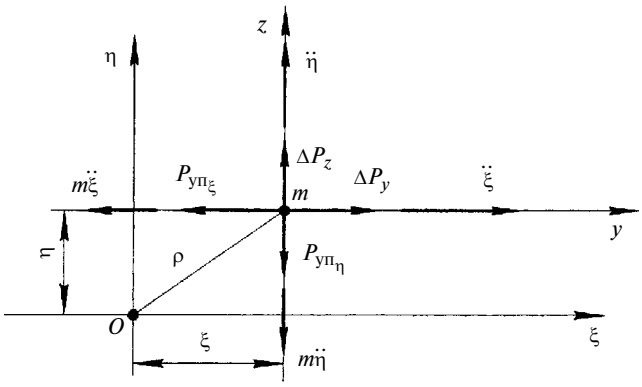


Рис. 4. Схема действия сил на центр фрезы

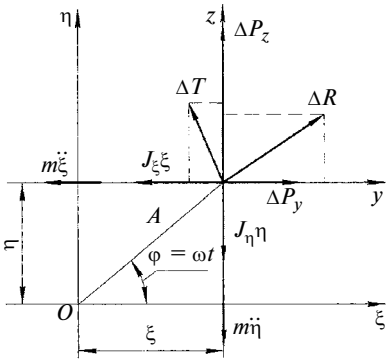


Рис. 5. Схема колебательных движений концевой фрезы

УГП вращающимися КМФ. При фрезеровании пазов даже геометрически симметрично заточенными концевыми фрезами их симметрия нарушается кинематически из-за самовозбуждения беспороговых быстрых поперечных колебаний, которые существенно влияют на точность обработки. Поэтому для оценки точности обработки УГП концевыми фрезами и обеспечения управления следует особое внимание уделить исследованию динамических колебательных процессов, изучить причины и механизм возбуждения этих колебаний.

Рассмотрим упругую систему, в которой движение центра масс инструмента представлено как движение материальной точки с приведенной массой m рабочей части концевой фрезы и поперечной жесткостью j в плоскости, перпендикулярной к оси вращения (рис. 3). На концевую фрезу при обработке прямоугольного паза будут действовать силы ΔP_y и ΔP_z — проекции равнодействующей силы резания на координатные оси, и силы упругости $P_{\text{уп}\xi} = j_\xi \xi$ и $P_{\text{уп}\eta} = j_\eta \eta$, прямо пропорциональные поперечным деформациям. В случае поперечной неустойчивости центр масс инструмента будет совершать движение относительно оси поворотной симметрии, получая ускорения $\ddot{\xi}$, $\ddot{\eta}$. Следовательно, на систему будут действовать силы $m\ddot{\xi}$, $m\ddot{\eta}$ инерции, направленные в стороны, противоположные направлениям ускорений (рис. 4).

Из уравнения равновесия получим систему дифференциальных уравнений движения центра масс концевой фрезы:

$$\begin{cases} m\ddot{\xi} + j_\xi \xi = \Delta P_y; \\ m\ddot{\eta} + j_\eta \eta = \Delta P_z. \end{cases} \quad (1)$$

Для того чтобы понять, устойчива или не устойчива механическая система, будем использовать аналитические признаки устойчивости. Наиболее общим подходом к изучению устойчивости в механике является энергетический подход, основанный на исследовании изменения полной потенциальной энергии системы при отклонениях от положения равновесия. При использовании энергетического метода, в частности метода Ритца [9], заранее задаются видом отклонений формы равновесия, тем самым внося некоторую приближенность в решение. Согласно этому методу отклоненная форма равновесия задается с точностью до нескольких неопределенных параметров, а соотношения между ними определяются из условий минимума полной потенциальной энергии системы.

Полная потенциальная энергия складывается из внутренней энергии U деформации и потенциала П внешних сил:

$$Э = U + П. \quad (2)$$

Сопоставим выражение для полной потенциальной энергии массы концевой фрезы с поперечной жесткостью $j = j_\xi = j_\eta$, нагруженной поперечными силами резания и силами инерции движущейся массы (рис. 5). Энергия деформации упругого стержня инструмента при отклонениях на расстояния ξ и η определяется выражением

$$U = -\frac{1}{2} j\xi^2 - \frac{1}{2} j\eta^2. \quad (3)$$

Потенциал внешних сил с точностью до постоянного слагаемого имеет вид:

$$П = \Delta P_y + \Delta P_z - m\ddot{\xi}\,\xi - m\ddot{\eta}\,\eta. \quad (4)$$

Следовательно, согласно выражениям (2)—(4) полную потенциальную энергию находим по формуле

$$Э = \Delta P_y + \Delta P_z - m\ddot{\xi}\,\xi - m\ddot{\eta}\,\eta - \\ - \frac{1}{2} j(\xi^2 + \eta^2) + Э_0, \quad (5)$$

где $Э_0$ — полная потенциальная энергия исходного состояния равновесия, не зависящая от ξ и η.

Запишем выражение (5) в полярной системе координат (ρ, φ):

$$Э = \Delta P_y \cos\varphi + \Delta P_z \sin\varphi + m\rho^2\dot{\varphi}^2 - \frac{1}{2} j\rho^2 + Э_0. \quad (6)$$

Из выражения (6) определим изменение полной потенциальной энергии $\Delta Э$ при переходе рассматриваемой системы к новому состоянию, смежному с исходным состоянием:

$$\Delta Э = Э - Э_о =$$
$$= \Delta P_y \cos\varphi + \Delta P_z \sin\varphi + m\rho^2\dot{\varphi}^2 - \frac{1}{2}j\rho^2. \qquad (7)$$

В исходном состоянии (при $\rho = 0$) $\Delta Э = 0$. Если исходное состояние устойчиво, то при любых сочетаниях ρ и φ должно выполняться условие $\Delta Э > 0$.

Для исследования функции (7) будем использовать высшие производные. Дифференцируя дважды выражение (7) по ρ и φ, получаем:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial^2 \Delta Э}{\partial \rho^2} = 2m\dot{\varphi}^2 - j; \\ \dfrac{\partial^2 \Delta Э}{\partial \varphi^2} = -\Delta P_y \cos\varphi - \Delta P_z \sin\varphi. \end{cases} \qquad (8)$$

По знакам вторых производных в системе уравнений (8) можно определить является ли значение $\Delta Э$ в исходном состоянии системы минимальным.

При $\rho = 0$ угловая скорость отсутствует: $\dot{\varphi}^2 = 0$, и так как $\dfrac{\partial^2 \Delta Э}{\partial \rho^2} = -j < 0$, поэтому исходное положение равновесия системы соответствует максимальной потенциальной энергии и является неустойчивым при любых значениях внешней нагрузки ($\Delta P_y > 0$, $\Delta P_z > 0$) при фрезеровании.

Отсутствие собственной устойчивости концевых мерных инструментов приводит к возникновению круговых поперечных автоколебаний, нарушающих кинематическую симметрию лезвий инструмента. Неустойчивость процессов появляется в результате планетарного движения торцевой и боковой поверхностей инструмента по поверхности резания вокруг центров мгновенного качения инструмента, т. е. возникает неголономная связь инструмента с обрабатываемой поверхностью.

Наличие поперечных автоколебаний фрезы приводит к возникновению динамической составляющей разбивки фрезеруемого паза, равной размаху колебаний, что необходимо учитывать при расчетах ожидаемой точности обработки. Необходимо определить амплитуду и частоту этих автоколебаний.

Система уравнений (1), описывающая движение инструмента, является системой дифференциальных уравнений с запаздывающим аргументом, причем нелинейной, так как силы резания зависят от геометрии инструмента, переносных и относительных движений инструмента. Для ее решения силы ΔP_y и ΔP_z, действующие на каждый зуб, представим в виде проекций равнодействующих радиальной ΔR и тангенциальной ΔT сил (рис. 2, *в*):

$$\begin{cases} \Delta P_y = \Delta R \cos\omega t - \Delta T \sin\omega t; \\ \Delta P_z = \Delta R \sin\omega t + \Delta T \cos\omega t. \end{cases} \qquad (9)$$

Радиальная и тангенциальная силы зависят от положения центра масс фрезы в рассматриваемый произвольный момент времени, которое определяется углом $\varphi = \omega t$, где ω — частота поперечных колебаний фрезы.

С учетом уравнений (9) система уравнений (1) преобразуется в систему линейных уравнений:

$$\begin{cases} m\ddot{\xi} + j_\xi \xi = \Delta R \cos\omega t - \Delta T \sin\omega t; \\ m\ddot{\eta} + j_\eta \eta = \Delta R \sin\omega t + \Delta T \cos\omega t. \end{cases} \qquad (10)$$

Форма поперечных колебаний при продольном фрезеровании для оценки погрешностей обработки вследствие собственной неустойчивости концевой фрезы значения не имеет. Для этого достаточно определить законы движения инструмента по координатным осям, одна из которых совпадает с направлением подачи (в нашем случае ось ξ). В связи с этим каждое из уравнений системы (10) можно рассматривать в отдельности. Однако предположение о круговой форме колебаний поможет оценить частоту возбуждаемых колебаний, а следовательно, и величины инерционных сил и вероятность возникновения резонансов в системе.

В результате планетарного движения периферии торцевой поверхности концевой фрезы по поверхности резания вокруг центров мгновенного качения инструмента центр фрезы совершает круговые колебания с амплитудой A (рис. 6).

В действительности же с учетом движения подачи поверхность резания при фрезеровании концевой фрезой совершает равномерное движение, вследствие чего центр масс инструмента движется по циклоиде. Однако в силу того, что скорость резания $v_м$ (т. е. окружная скорость вращения фрезы) значительно превышает скорость подачи, траекторию движения центра масс инструмента в течение полного оборота фрезы можно считать круговой.

Частоту поперечных круговых колебаний фрезы находим по формуле

$$\omega = \omega_{вр} D/(2A), \qquad (11)$$

где $\omega_{вр}$ — угловая скорость инструмента; D — диаметр инструмента.

Полагая $A \ll D$, очевидно, что частота круговых колебаний более чем на порядок превосходит частоту вращения инструмента, следовательно, поперечные колебания концевой фрезы будут высокочастотными.

Оценим амплитуду колебаний центра фрезы, которая определяет динамическую составляющую разбивки фрезеруемого паза. Общее решение диффе-

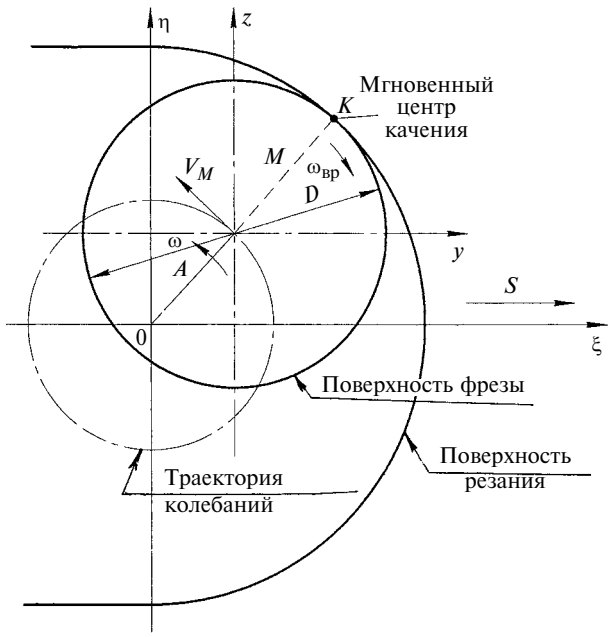


Рис. 6. Схема планетарного движения концевой фрезы по поверхности резания

ренциального уравнения (10), выражающего закон движения центра масс фрезы по оси η, имеет вид: $\eta = \eta_0 \cos kt + \frac{\dot{\eta}_0}{k}\sin kt + A\sin\omega t$, где $k = \sqrt{\frac{j_\xi}{m}} = \sqrt{\frac{j_\eta}{m}}$ — собственная частота колебаний инструмента; η_0, $\dot{\eta}_0$ — начальные условия движения; A — амплитуда поперечных колебаний концевой фрезы, которая определяет динамическую составляющую разбивки ширины фрезеруемого паза (см. рис. 6):

$$A = \Delta R/[m(k^2 - \omega^2)]. \qquad (12)$$

При нулевых начальных условиях, т. е. при отсутствии погрешностей наладки станка, решение уравнения (1) имеет вид: $\eta = A\sin\omega t$.

Так как максимальное смещение центра фрезы от равновесного положения по оси y будет при равенстве $\omega t = \pi/2 + \pi n$, то амплитуду колебаний находим по формуле

$$A = \Delta P_z/[m(k^2 - \omega^2)]. \qquad (13)$$

Решая совместно уравнения (11) и (13) и принимая проекцию ΔP_z равнодействующей силы резания, которая действует в направлении подачи и равна тангенциальной составляющей силы P_z резания, получаем:

$$A = \left(P_z + \sqrt{P_z^2 + \omega_{вр}^2 D^2 mj}\right)/(2j). \qquad (14)$$

Подставив выражение (11) в формулу (14) и учитывая, что $\omega_{вр} = 2v_м/D$, окончательно получим:

$$A = \left(P_z + \sqrt{P_z^2 + 4V_M^2 mj}\right)/(2j). \qquad (15)$$

При этом частоту колебаний, согласно выражениям (12) и (15), находим по формуле

$$\omega = 2jV_M/\left(P_z + \sqrt{P_z^2 + 4V_M^2 mj}\right). \qquad (16)$$

В результате поперечных колебаний инструмента реальный профиль обработанного паза будет иметь форму "ласточкина хвоста" со следующими параметрами (рис. 7):

$$\begin{cases} D_в = D + 2A_в = D + 2A(1 - b/l); \\ D_н = D + 2A; \\ \mathrm{tg}\alpha = A/l, \end{cases}$$

где l — вылет инструмента.

Вследствие большой жесткости концевых фрез, так как отношение l/D относительно невелико, и ввиду малой глубины фрезеруемых пазов вероятность увода инструмента весьма мала. Однако при желании погрешность формообразования пазов вследствие увода фрезы можно рассчитать, изменив только форму реального профиля обработанного паза.

Результаты исследований. Отсутствие собственной устойчивости концевой фрезы при обработке пазов приводит к возникновению круговых радиальных автоколебаний с амплитудой A, согласно формуле (15), и частотой ω [см. формулу (16)], которые вызывают разбивку паза в поперечном и продольном направлениях, равную размаху $2A$ колебаний. Резкое возрастание амплитуды колебаний фрезы, а следовательно, и возрастание разбивки может произойти при резонансе, если частота ω по-

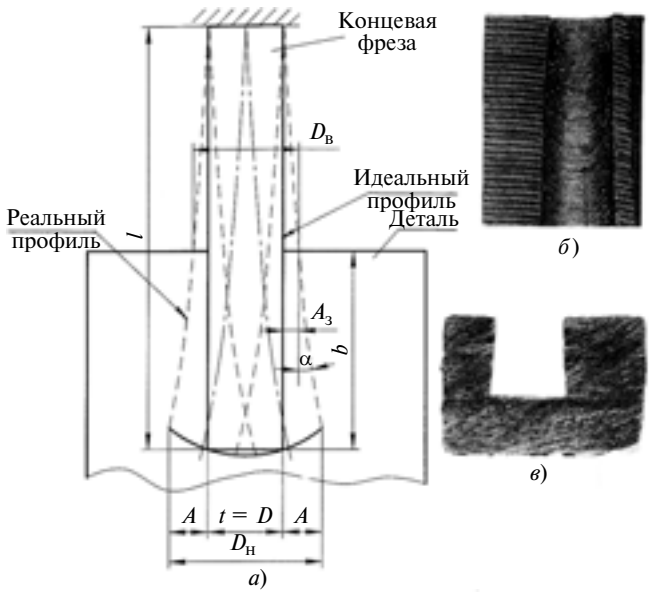


Рис. 7. Погрешности формообразования УГП при фрезеровании КМФ:
а — теоретический профиль; *б* — нарастающая разбивка по длине паза; *в* — профиль, полученный экспериментально

перечных колебаний станет соизмеримой с частотой j собственных изгибных колебаний фрезы.

Таким образом, установлено, что как при сверлении, зенкеровании и развертывании отверстий [8], так и при фрезеровании пазов даже геометрически симметрично заточенными концевыми многолезвийными фрезами их симметрия неизбежно нарушается кинематически вследствие самовозбуждения беспороговых быстрых поперечных колебаний, т. е. процесс фрезерования при любых режимах не имеет собственной динамической устойчивости. Причем динамические неустойчивости приводят к самовозбуждению быстрых поперечных колебаний, вызванных неконсервативными тангенциальными силами. При этом быстрые поперечные колебания многолезвийных фрез с числом зубьев $n \geqslant 3$ имеют почти круговую траекторию, а их частота превышает собственную частоту изгибных колебаний инструмента, т. е. примерно на два порядка превосходит частоту вращения инструмента. На поверхности резания возникают центры мгновенного качения инструмента, т. е. имеет место неголономная связь инструмента с заготовкой. Исследован механизм вибрационного смещения геометрически симметричного инструмента с нарушенной симметрией вследствие высокочастотных поперечных автоколебаний, который внешне может проявляться по-разному, например в виде равномерной разбивки или конусоидальной разбивки по высоте и длине паза, что объясняет образование волнистости на обработанных боковых поверхностях деталей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Подураев В. Н.** Обработка резанием с вибрациями. М.: Машиностроение, 1970. 350 с.
2. **Кумабэ Д.** Вибрационное резание / Пер. с яп. С. Л. Масленникова. Под ред. И. И. Портнова, В. В. Белова. М.: Машиностроение, 1985. 424 с.
3. **Тверской М. М.** Автоматическое управление режимами обработки деталей на станках. М.: Машиностроение, 1982. 208 с.
4. **Лакирев С. Г., Хилькевич Я. М., Сергеев С. В.** Вибрационная механика процессов сверления—бурения и новые динамические эффекты. Челябинский ГТУ. Челябинск: 1993. 286 с.
5. **А. с. 1180172 СССР:** МПК 3В 23 В 35/00. Способ обработки отверстий.
6. **Кувшинский В. В.** Фрезерование. М.: Машиностроение, 1977. 240 с.
7. **Сергеев С. В.** Анализ механизмов возникновения погрешностей обработки при формообразовании отверстий концевым многолезвийным инструментом // Технология машиностроения. 2010. № 2. С. 14—18.
8. **А. с. 122088 СССР:** МКИ^3 3В 23 В 35/00. Способ обработки отверстий.
9. **Прочность**, устойчивость, колебания: Справочник / Под ред. И. А. Биргера, Я. С. Пановко. Т. 3. М.: Машиностроение, 1968. 568 с.

УДК 621.91-52

В. П. ЛЕГАЕВ, д-р техн. наук, Л. К. ГЕНЕРАЛОВ, канд. техн. наук (Владимирский ГУ), e-mail: generalov@vlsu.ru

Эффективность применения моделей в замкнутом контуре самонастройки адаптивных САУ

Рассмотрен метод формирования дополнительных корректирующих воздействий в системе автоматического управления станка с ЧПУ с использованием модели объекта управления, неполностью охваченного обратной связью, для повышения точности регулирования выходных координат.

Ключевые слова: адаптация, система управления, станок, резание, модель, точность.

The method of forming of additional corrective actions in the ACS of NC machine tool with use of a model of the control object with incomplete feedback for enhancement of control accuracy of output co-ordinates is considered.

Keywords: adaptation, control system, machine tool, cutting, model, accuracy.

По мере расширения областей применения автоматического управления все чаще встречаются объекты, для которых не известны не только изменения внешних воздействий, но и причина их появления. К таким объектам можно отнести процесс резания металла на металлорежущем станке, параметры которого ввиду неравномерности срезаемого припуска, изменения твердости заготовки по периметру, изнашивания инструмента и других факторов изменяются значительно, что затрудняет достижение наивысшей точности обработки или делает ее вовсе недостижимой.

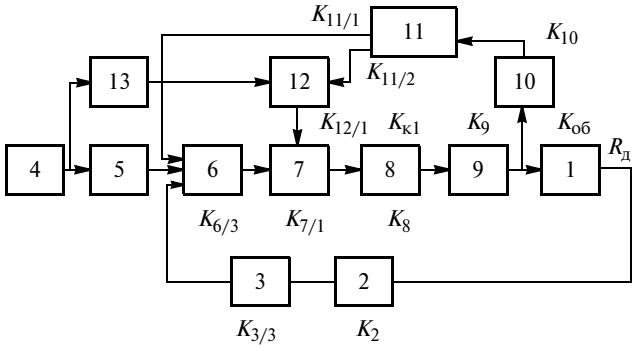
Применение адаптивного управления позволяет решить задачу повышения точности обработки различными методами, в том числе путем самонастройки параметров контуров регулирования [1, 2]. Однако для этого требуется идентификация внешних воздействий, которую удобно проводить по эталонным моделям. Несмотря на то, что применение моделей позволяет значительно упростить процесс идентификации и определить отклонение реальной системы от эталонной, решить поставленную задачу удается не всегда, поскольку в моделях параметры остаются постоянными. Это не позволяет в полной мере учитывать особенности

различных видов обработки, в том числе при выполнении черновых и чистовых технологических переходов. Учитывая, что регистрация возмущающих воздействий в реальной системе происходит с задержкой по времени ввиду инерционности процессов, протекающих в электромеханической системе, сравнение сигналов обратных связей модели и объекта происходит со сдвигом, что и обусловливает сохранение динамической ошибки в процессе обработки. Это можно наблюдать в устройствах управления, приведенных в работах [3, 4].

Для устранения существующего недостатка предлагается метод самонастройки с замкнутой цепью, использующий компьютерную модель процесса резания, с помощью которой вычисляют текущие значения режимов резания — минутную подачу и усилие резания. Входными данными для модели является информация об управляющих воздействиях, которая одновременно поступает на управляемый объект. Расчетные отклонения силовых параметров подаются в систему управления приводом и отрабатываются в текущем цикле процесса обработки до прихода корректирующих сигналов от технологической системы. Таким образом устраняются погрешности технологической системы, обусловленные инерционными процессами. При этом особое место отводится модели процесса резания, которая становится корректирующим звеном в системе управления, не зависящим от реальных параметров привода.

На рисунке представлена блок-схема устройства адаптивного управления с замкнутой цепью настройки, которая содержит объект *1* регулирования (процесс резания), датчик *2* силового параметра, блок *3* обратной связи, блок *6* сравнения, задатчик *4*, масштабный блок *5*, умножитель *7*, корректирующий блок *8*, привод *9*, датчик *10* подачи, компьютер *11*, блок деления *12*, усилитель *13*.

Устройство работает следующим образом. Действительное значение $R_д$ регулируемого силового параметра объекта измеряется датчиком *2*, выходной сигнал которого через блок *3* обратной связи поступает на третий вход сравнивающего блока *6*, на второй вход которого поступает сигнал, прямопропорциональный заданному значению ($R_з$) регулируемого силового параметра, от задатчика *4* силового параметра через блок *5*. На первый вход блока *6* сравнения подается модельный сигнал силового параметра с персонального компьютера *11*. Результат сравнивается и с выхода блока *6* поступает на первый вход блока *7* умножения, на второй вход которого поступает сигнал с выхода блока *12* деления, равный частному от деления сигнала, прямопропорционального среднему расчетному значению $S_р$ минутной подачи, на сигнал, прямопропорциональный заданному значению силового параметра. Сигнал, прямопропорциональный расчетной подачи ($S_р$), поступает на первый вход блока *12* деления через первый выход компьютера *11*, связанного с датчиком *10* подачи, вход которого связан с выходом привода. Формирование расчетной минутной подачи $S_р$ происходит в компьютере при моделировании. Глубина t резания и скорость $v_п$ привода главного движения заданы в соответствии с рекомендациями.



Блок-схема устройства адаптивного управления с замкнутой цепью настройки

Данное устройство обеспечивает точную стабилизацию коэффициента усиления замкнутого контура на временны́х интервалах стационарности минутной подачи и регулируемого силового параметра. При этом статический коэффициент передачи (КП) объекта регулирования имеет вид: $K_{об} = \Delta R/\Delta U_{min}$, где ΔR — приращение регулируемого силового параметра; ΔU_{min} — приращение минутной подачи.

На временны́х интервалах нестационарности минутной подачи или регулируемого силового параметра процесса резания, обусловленных действием возмущающих технологических факторов, $K_{об}$ не является статическим и характеризует динамические свойства объекта регулирования: $K_{об.д}(t) = \Delta R(t)/\Delta U_{min}(t)$.

На практике для большинства обрабатываемых деталей доля интервалов нестационарности в общем времени работы устройства весьма значительна, что вызвано большим числом постоянно действующих возмущающих технологических воздействий, поэтому изменение коэффициента усиления контура на основе измерения $K_{об.д}$ осуществляется с помощью блоков умножения и деления, использование которых не всегда обеспечивает точную стабилизацию коэффициента усиления контура, что может привести к снижению устойчивости (если его истинное значение станет больше заданного) или низкую точность регулирования силового параметра (если его истинное значение меньше заданного). Для исключения этого будем использовать дополнительное модельное управление, задача которого заключается в формировании корректирующих воздействий, независящих от действующих режимов обработки, но обеспечивающих стабилизацию коэффициента усиления замкнутого контура.

Рассмотрим это подробнее на примере схемы адаптивной системы управления, показанной на рисунке. Коэффициент усиления замкнутого контура определяется выражением

$$K_{м} = K_{6/1}K_{7/1}K_{к1}K_{к2}K_{об}K_2K_{3/3}, \quad (1)$$

где $K_{6/1}$ — КП сравнивающего блока относительно первого входа; $K_{7/1}$ — КП блока умножения относительно первого входа; $K_{к1}$ — коэффициент усиления первого внутреннего контура, образованного последовательно соединенными блоками 7÷12; $K_{к2}$ — коэффициент усиления второго внутреннего контура, образованного последовательно соединенными блоками 6÷12; K_2 и $K_{3/3}$ — КП соответственно силового датчика и обратной связи.

Коэффициенты K_2 и $K_{3/3}$ — постоянны и не зависят от технологических параметров. Коэффициент усиления замкнутого контура находим по формуле

$$K_{к1} = \frac{K_8K_9}{1 - K_8K_9K_{10}K_{11/1}K_{12/1}K_{7/2}}, \quad (2)$$

где $K_8 \div K_{10}$ — КП соответственно корректирующего блока, привода подачи, датчика подачи; $K_{11/1}$ — КП компьютерной модели; $K_{12/1}$ — КП блока деления относительно первого входа компьютера; $K_{7/2}$ — КП блока умножения относительно второго входа.

Коэффициент усиления контура с отрицательной обратной связью находим по формуле

$$K_{к2} = \frac{K_{к1}}{1 - K_{к1}K_{11/1}K_{12/1}R_{р}}, \quad (3)$$

где $R_{р}$ — расчетное значение усилия резания,определенное в результате моделирования процесса резания.

Произведение $K_{12/1}$ и $K_{7/2}$ равно отношению сигнала $K_{7/1}$ к сигналу $K_{12/2}$:

$$K_{12/1}K_{7/2} = \\ = \frac{R_{з}K_4K_5K_{6/2} - R_{и}K_2K_3K_{6/3} - R_{р}K_{10}K_{11/2}}{R_{з}K_4K_{13}}. \quad (4)$$

Подставив выражение (4) в формулу (2), получим:

$$K_1 = K_4K_{13} - K_4K_5K_{6/2} - \\ - K_2K_3K_{6/3}\frac{R_{и}}{R_{з}} - \frac{R_{р}}{R_{з}}K_{10}K_{11/2}. \quad (5)$$

Все коэффициенты в правой части выражения (5), кроме отношений $R_{и}/R_{з}$ и $R_{р}/R_{з}$, постоянны и не зависят от технологических параметров. Влияние $R_{и}/R_{з}$ можно свести к минимуму путем подбора значений $R_{р}/R_{з}$ и формируя корректирующие сигналы, обеспечивающего устойчивую работу привода. Таким образом, коэффициент $K_{к1}$ можно считать постоянным и не зависящим от технологических факторов.

Коэффициент передачи $K_{7/1}$ блока умножения относительно первого входа равен сигналу $U_{12/2}$, поступающему на второй вход блока умножения:

$$K_{7/1} = U_{12/2} = \frac{S_{р}K_{10}K_{11}}{R_{з}K_4K_{13}}. \quad (6)$$

Коэффициент передачи блока умножения можно поддерживать постоянным, изменяя коэффициент K_{11}, который определяется в результате моделирования процесса резания.

Коэффициент $K_{об}$ (объекта регулирования) прямопропорционален среднему значению R_0 регулируемого силового параметра резания и обратно пропорционален среднему значению $S_{м}$ минутной подачи:

$$K_{об} = \frac{R_0}{S_{м}}K_0,$$

где K_0 — коэффициент, учитывающий влияние на $K_{об}$ физико-механических свойств материала заготовки, условий обработки, технологической системы и пр.

Подставив выражения (3), (6) в формулу (1), получим:

$$K_{м} = K_{6/1}\frac{S_{р}K_{10}K_{11}}{R_{з}K_4K_{13}}\frac{K_{K_1}}{1 - K_{к1}K_{11/1}R_{р}}K_{об}K_2K_{3/3}.$$

Таким образом, коэффициент усиления контура не зависит от значений $S_{м}$ и R_0, что повышает точность регулирования усилия резания и обеспечивает запасы устойчивости контура регулирования.

Поддержание постоянного значения коэффициента передачи блока умножения с помощью моделируемых сигналов обеспечивает стабильность коэффициента усиления замкнутого контура регулирования и постоянство выходных сигналов, что позволяет стабилизировать усилие резания, а следовательно, и точность размеров обрабатываемых деталей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Борцов Ю. А., Поляков Н. Д., Путов В. В.** Электромеханические системы с адаптивным и модальным управлением. Л.: Энергоатомиздат. 1984. 216 с.
2. **Новосёлов Б. В., Горохов В. С., Кобзев А. А.** Вопросы теории и практики самонастройки компенсирующих сигналов в следящих системах комбинированного регулирования // Прикладная математика и кибернетика. М.: Наука, 1973. С. 206—210.
3. **Цейтлин Л. Н., Шимохин А. К.** Применение магнито-упругих датчиков крутящего момента станка с адаптивным управлением // Станки и инструмент. 1974. № 8. С. 35—37.
4. **А. с. 591819 Рос. Федерации:** М. Кл.^{2} G05B13/02. Устройство для управления металлорежущими станками.

УДК 621.91.01:542.67

Н. Н. ЗУБКОВ, д-р техн. наук, А. Д. СЛЕПЦОВ (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
e-mail: zoubkovn@bmstu.ru

Получение полимерных щелевых фильтрующих труб методом деформирующего резания

Предложен метод получения регулируемых щелевых фильтрующих труб, определены их эксплуатационные показатели в зависимости от ширины щелей.

Ключевые слова: фильтр, тонкость фильтрации, деформирующее резание, полимерные трубы.

The production method of adjustable slotted filtering tubes has been proposed, and their operating characteristics in the dependence of the slots width have been determined.

Keywords: filter, filtering capacity, deforming cutting, polymer tubes.

Фильтры средней и грубой очистки широко используются в машиностроении, химической, пищевой, медицинской промышленности, в нефтегазовой отрасли. Использование для этих целей щелевых фильтроэлементов обусловлено их низким гидравлическим сопротивлением и возможностью эффективной очистки противотоком. Перспективным направлением является применение регулируемых фильтров с точной настройкой тонкости фильтрации.

Для изготовления фильтроэлементов используют полимеры: полиэтилен, полипропилен, фторопласт, так как они инертны к большинству фильтруемых сред, отличаются низкой стоимостью и высокой долговечностью.

Экспериментально доказана возможность получения сквозных щелей шириной от 10 мкм и более в трубах из полимерных материалов методом деформирующего резания [1, 2], преимущества которого заключаются в безотходности и возможности реализации на стандартном металлорежущем оборудовании. Деформирующее резание позволяет изготовлять трубчатые полимерные щелевые фильтроэлементы, в том числе со щелями, регулируемыми по ширине.

Получение щелевых фильтрующих труб основано на деформирующем резании стенки заготовки в виде трубы так, что прорези образуют ряды сквозных щелей (рис. 1). Наиболее перспективным является резание щелей вращающимся инструментом при согласованных частотах вращения инструмента и заготовки и подаче инструмента вдоль трубы (рис. 2). Отношение частот вращения инструмента и заготовки определяет число рядов щелей. Данный метод может быть реализован на токарном станке, оснащенном устройством для вращения одного или нескольких инструментов (рис. 3).

Рис. 1. Щелевая фильтрующая труба из стандартной заготовки

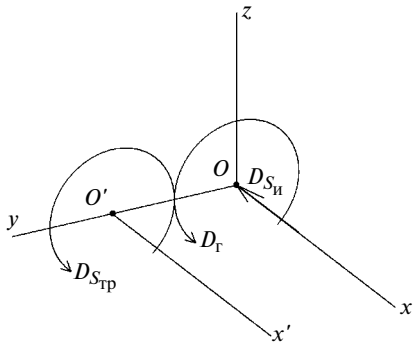
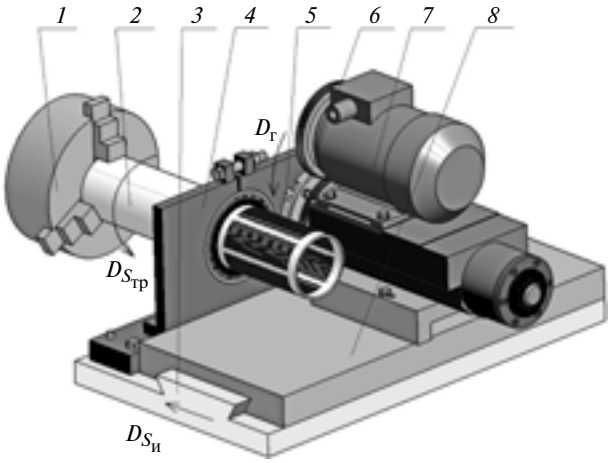


Рис. 2. Кинематическая схема получения рядов щелей на фильтроэлементе: $D_г$ — главное вращательное движение инструмента; $D_{S_{тр}}$ — вращательное движение подачи заготовки; $D_{S_и}$ — прямолинейное движение подачи инструмента

При определенном соотношении частоты вращения инструмента и частоты вращения заготовки ряды щелей будут иметь винтовое расположение (рис. 4), при этом угол наклона рядов щелей к оси трубы прямо пропорционален рассогласованию угловых скоростей. Труба с таким расположением щелей может деформироваться в осевом направлении аналогично пружине. Угол ω наклона рядов щелей относительно оси трубы зависит от частоты вращения $n_{тр}$ заготовки, частоты вращения $n_и$ блока инструментов, подачи $S_о$ инструментов за один оборот заготовки и наружного диаметра D трубы [2]:

$\omega = \mathrm{arctg}\left(\pi D\left(1 - \frac{n_и}{i n_{тр}}\right)/S_о\right)$, где i — число рядов щелей, равное отношению $n_и/n_{тр}$ и округленное до целого числа.

Жесткость фильтроэлемента обратно пропорциональна углу ω. Растяжение фильтроэлемента в осевом направлении ведет к увеличению щелей по ширине, что и позволяет регулировать размер фильтруемых частиц. Кроме того, при максимальном растяжении, т. е. при наибольшей ширине щелей, фильтроэлемент можно промывать противотоком. Величина изменения ширины щелей при растяжении фильтроэлемента прямо пропорциональна величине его растяжения и обратно пропорциональна числу щелей на растягиваемом участке, следовательно, ширину b щели можно рассчитать по формуле $b = b_0 + \Delta Lp/L$,



◄ **Рис. 3. Устройство для выполнения щелей на фильтроэлементе при вращении заготовки и инструмента:**
1 — патрон; *2* — заготовка; *3* — продольный суппорт станка; *4* — подвижный люнет; *5* — инструмент; *6* — блок инструментов; *7* — привод инструмента; *8* — поперечные салазки суппорта станка

Рис. 4. Щелевая фильтрующая труба в растянутом состоянии (b = 1 мм)

где b_0 — ширина щелей в свободном состоянии фильтроэлемента; ΔL — увеличение участка фильтроэлемента при растяжении; p — шаг щелей; L — длина участка.

Помимо тонкости фильтрации, зависящей от ширины щелей, важным эксплуатационным показателем фильтроэлемента является его гидравлическое сопротивление, которое учитывается при выборе фильтра и расчете гидравлической системы. Гидравлическое сопротивление представляет собой зависимость перепада Δp давления на фильтроэлементе от расхода Q жидкости [3]. Как правило, данный показатель устанавливается экспериментально.

На кафедре "Гидравлика, гидромашины и гидропневмоавтоматика" МГТУ им. Н. Э. Баумана проводили исследования гидравлических показателей щелевых фильтрующих труб, полученных методом деформирующего резания. В качестве рабочей жидкости использовали водопроводную воду. Ниже приведена техническая характеристика испытуемого образца фильтроэлемента (рис. 5):

Наружный диаметр, мм	50
Толщина стенки, мм	3
Длина участка со сквозными щелями, мм	165
Шаг щелей, мм	1
Число рядов щелей	6
Ширина щели в свободном состоянии фильтроэлемента, мкм	100
Угол наклона винтовых рядов щелей	69°
Направление винтовых рядов щелей	Правое

Рис. 5. Фильтроэлемент

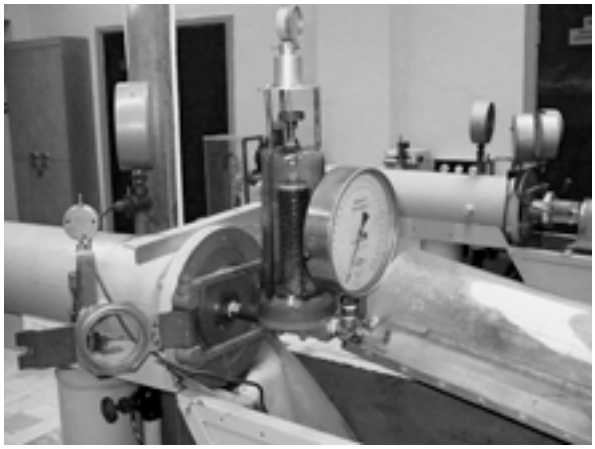


Рис. 6. Регулируемый фильтр в сборе

Фильтроэлемент устанавливали в корпус, в верхней части которого имелся винт, позволяющий регулировать растяжение щелевой трубы (рис. 6). Величину растяжения измеряли индикатором часового типа.

Гидравлическая схема экспериментальной установки приведена на рис. 7. Подача воды осуществлялась центробежным насосом *1*, регулировка — вентилем *2*. Перепад давлений на фильтре *4* определяли по показаниям манометров *3* и *5*, расход воды — с помощью мерного бака *6*.

По результатам серии экспериментов, которые заключались в снятии показаний при работе регулируемого фильтра с фильтрующим элементом и без него, путем вычитания аппроксимированных данных были построены зависимости изменения перепада Δp давлений в щелевой трубе от расхода Q воды при разных значениях ширины b щелей (рис. 8): $\Delta p(Q_i) = \Delta p_ф(Q_i) - \Delta p_к(Q_i)$, где $\Delta p_ф(Q_i)$ — перепад давления в фильтре в сборе при расходе Q_i; $\Delta p_к(Q_i) = 0{,}0213\, Q_i^{1{,}85}$ — перепад давления в корпусе без фильтра при том же расходе.

Анализ полученных результатов показал, что при ширине щелей менее 15 мкм перепад давле-

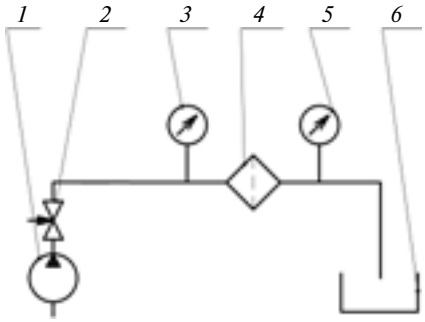


Рис. 7. Гидравлическая схема экспериментальной установки

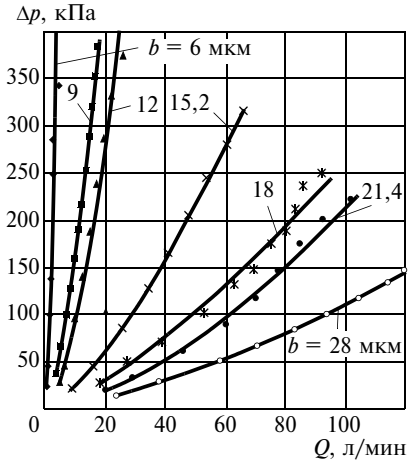


Рис. 8. Зависимости изменения перепада Δp давлений в щелевой трубе от расхода Q воды при разных значениях ширины b щелей

ний на фильтре существенно увеличивается даже при небольшом расходе воды. Поэтому тонкую фильтрацию целесообразно проводить при расходе не более 20—30 л/мин, используя 260 см^2 фильтрующей поверхности. При увеличении расхода резко повышающийся перепад давления требует проверки фильтроэлемента на прочность, которая зависит от его конструктивных параметров: наружного диаметра, толщины стенки, длины рабочего участка, шага и ширины щелей.

Таким образом, экспериментально доказана работоспособность фильтрующих труб с щелевыми отверстиями, ширина которых регулируется, при перепаде давлений до 400 кПа.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Зубков Н. Н.** Многофункциональная технология увеличения площади поверхности для повышения теплообменных и технологических свойств деталей // Полет (авиация, ракетная техника и космонавтика). 2003. № 3. С. 41—46.

2. **Зубков Н. Н., Слепцов А. Д.** Получение микросеток и проницаемых щелевых труб механической обработкой // Изв. вузов. Машиностроение. 2007. № 3. С. 56—60.

3. **ГОСТ Р 51109—97.** Промышленная чистота. Термины и определения. М.: Изд-во стандартов, 1997. 8 с.

УДК 621.81.002.73

Ф. Н. АБРАМОВ, канд. техн. наук (Национальный технический университет Украины "КПИ", г. Киев), e-mail: tm mmi@users.ntu-kpi.kiev.ua

К вопросу о базах и теоретических схемах базирования заготовок в центрах и на конических оправках

Дана критическая оценка существующего в настоящее время взгляда на базы и теоретические схемы базирования заготовок в центрах и на конических оправках. Установлено, что назначаемые в таких случаях базы и теоретические схемы базирования заготовок имеют ряд серьезных недостатков. Предложен новый взгляд на рассматриваемые базы, позволяющий устранить эти недостатки. Выявлены основные факторы, влияющие на точность базирования заготовок с использованием указанных устройств.

Ключевые слова: схемы базирования заготовок, базирование в центрах и на конических оправках, технологические базы.

In the paper a critic assessment of existing now point of view on the bases and theoretical schemes of basing of billets in the centers and on the conical mandrels is given. It was stated that the bases and theoretical schemes of basing, being assigned in such cases, have a number of serious drawbacks. A new sight on the bases under consideration, allowing eliminate these drawbacks, is proposed. The main factors affecting on the basing accuracy of the billets with use of these devices have been revealed.

Keywords: schemes of basing of billets, basing in the centers and on conical mandrels, technological bases.

Базирование заготовок типа валов в условиях реального производства часто осуществляется в центрах. В свою очередь заготовки типа втулок и дисков с коническими отверстиями нередко обрабатывают на конических оправках. К сожалению, вопрос о базах и теоретических схемах базирования с использованием указанных устройств окончательно не решен. Имеющиеся по данному вопросу рекомендации стандарта [1] и других литературных источников далеко не бесспорны. Проблема касается не только формальной стороны вопроса (какой геометрический элемент конструкции заготовки следует принять в качестве технологической базы), но и существа его (точности базирования заготовки).

При решении указанной проблемы следует руководствоваться двумя положениями: 1) назначаемые в качестве технологических баз геометрические элементы должны принадлежать конструкции заготовки (т. е. удовлетворять понятию "база"; 2) предлагаемые базы должны обеспечивать возможность комплексной (с учетом всех действующих факторов) теоретической оценки точности базирования заготовки.

Ниже приведен критический анализ существующей в настоящее время точки зрения по данному вопросу и изложены предложения по решению имеющейся проблемы. При этом для лучшего понимания сути проблемы и нахождения путей ее решения на реальных схемах базирования заготовок изображены используемые при этом системы координат.

1. Критический анализ состояния вопроса

В условиях реального производства наибольшее распространение получили четыре схемы базирования заготовок типа валов в центрах (рис. 1, 2). При этом в трех (см. рис. 1) из них заготовки базируются в жестко закрепленном переднем и подводимом заднем центрах. В четвертой (см. рис. 2) схеме базирования заготовок используется утопающий передний центр.

Спецификой базирования заготовок в центрах является использование при его реализации двух взаимосвязанных прямоугольных пространственных систем координат. При этом одна из них является основной, используемой не только для базирования заготовки, но и для настройки станка на заданный размер. Вторая система играет роль дополнительной, обеспечивающей координирование заготовки в основной системе координат.

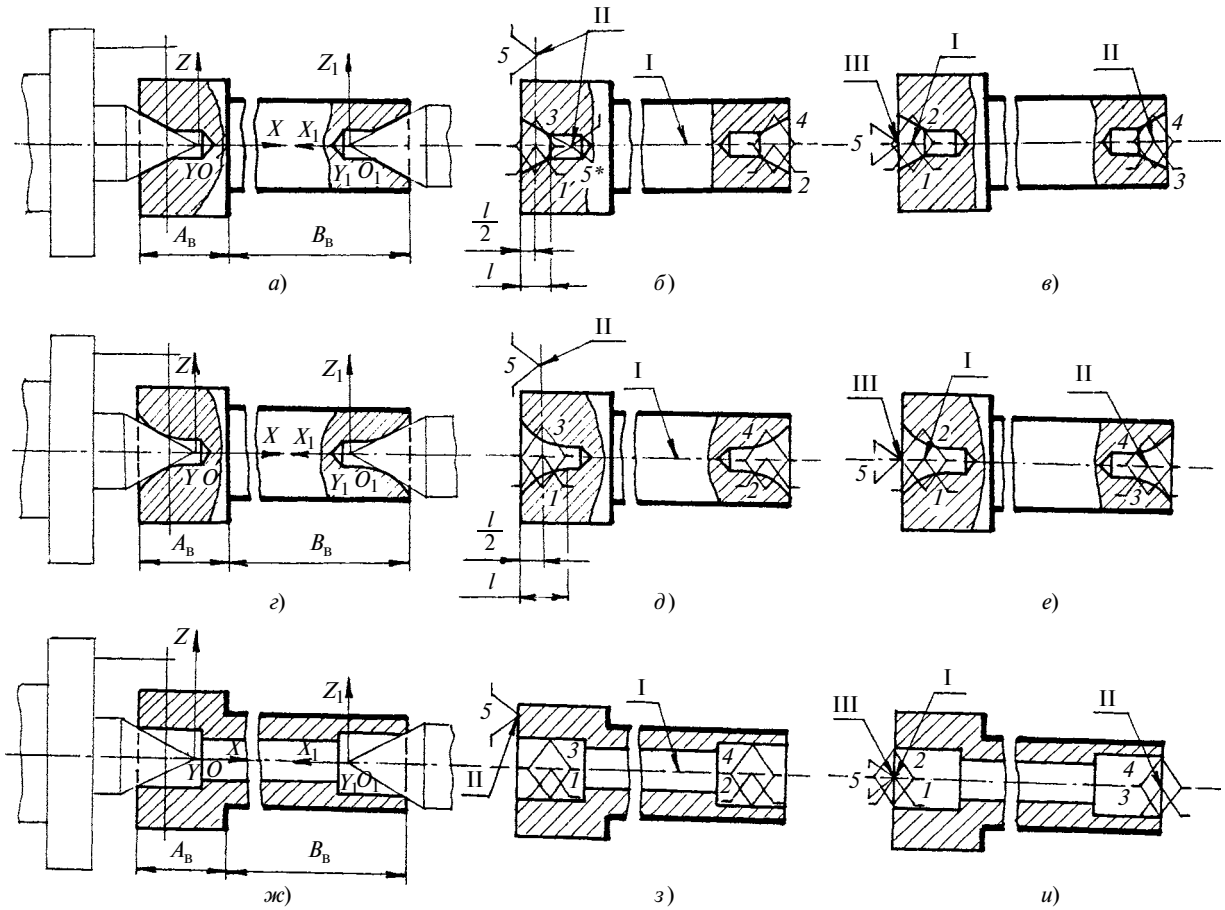


Рис. 1. Схемы базирования в жестко закрепленном переднем и подводимом заднем центрах заготовок с центровыми отверстиями:
а—в — коническими (первая схема); *г—е* — профильными (вторая); *и—л* — цилиндрическими (третья)

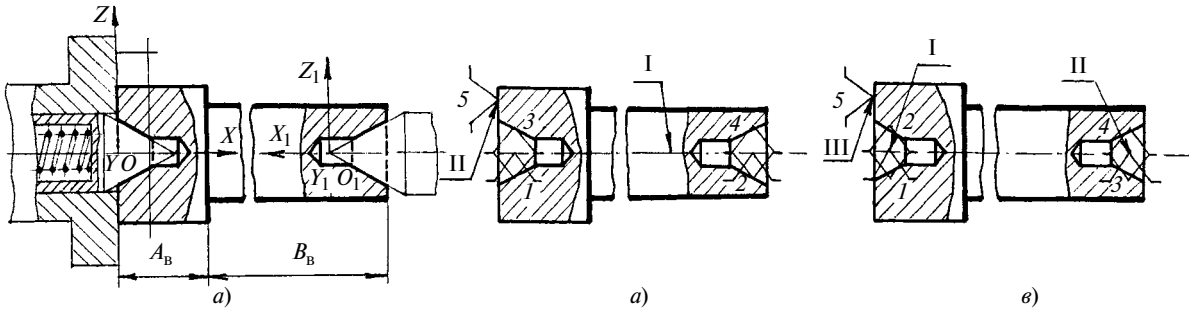


Рис. 2. Схемы базирования заготовок с коническими центровыми отверстиями в утопающем переднем и подводимом заднем центрах

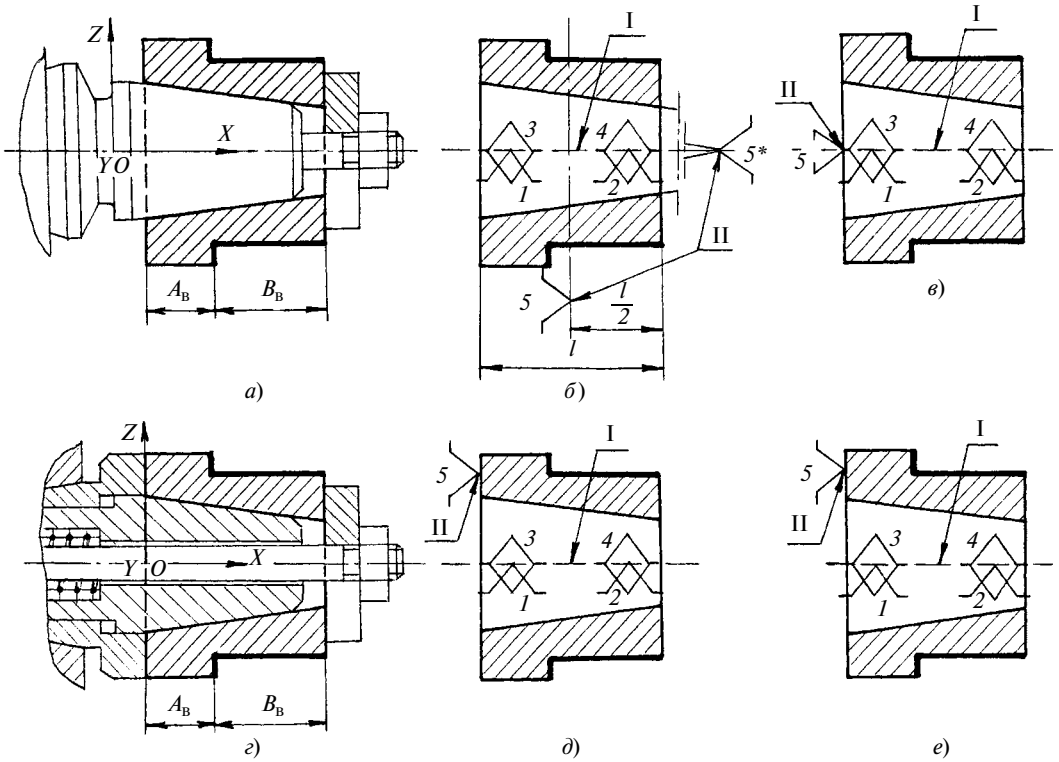


Рис. 3. Схемы базирования заготовок с коническими отверстиями на оправках с неподвижным конусом (*а—в*) и с утопающим конусом (*г—е*)

При первых трех схемах базирования заготовок основная система координат $OXYZ$ строится на базе геометрических элементов переднего центра (см. рис. 1, *а*, *г*, *ж*). За начало O этой системы принимается вершина конической поверхности центра, а за ось OX — ось этой поверхности. Оси OY и OZ строятся перпендикулярно к оси OX.

При четвертой схеме (см. рис. 2) базирования заготовок за начало O основной системы координат $OXYZ$ используется точка пересечения оси конической поверхности переднего центра с опорной поверхностью зажимного приспособления (см. рис. 2, *а*). Оси OX, OY и OZ находятся по приведенному выше правилу.

При всех четырех схемах базирования заготовок дополнительная система координат $O_1X_1Y_1Z_1$ изображается на геометрических элементах заднего центра (см. рис. 1, *а*, *г*, *ж* и рис. 2, *а*). За начало O этой системы координат принимается вершина конической поверхности этого центра, а положение осей O_1X_1, O_1Y_1 и O_1Z_1 определяется по приведенному выше правилу.

Следует, однако, иметь в виду, что оси OX и O_1X_1 могут не совпадать из-за возможного отклонения от соосности конических поверхностей центров. Последнее обстоятельство может привести к появлению конусности на обработанных наружных цилиндрических поверхностях.

При базировании заготовок типа втулок и дисков и с коническими отверстиями наибольшее распространение получили оправки двух типов: 1) с неподвижным конусом (рис. 3, *а—в*); 2) с подвижным (утопающим) конусом (рис. 3, *г—е*).

На конических оправках используется одна (основная) система координат. На оправках первого типа система координат $OXYZ$ образуется на геометрических элементах неподвижного конуса (см. рис. 3, *а*). За начало O системы координат следует принимать точку пересечения оси конуса с одним из его торцов (в этом случае обеспечивается возможность настройки станка на заданный размер). Оси OX, OY и OZ строятся по приведенному выше правилу.

На оправках второго типа искомая система координат $OXYZ$ изображается на геометрических элементах подвижного конуса и опорной поверхности оправки (см. рис. 3, *г*). За начало O системы принимается точка пересечения оси конуса с опорной поверхностью оправки. Оси OX, OY и OZ строятся по описанному выше правилу.

Далее будем анализировать базы и теоретические схемы базирования при использовании указанных выше четырех схем базирования заготовок в центрах и конических оправок двух типов, для чего представлены теоретические схемы базирования заготовок, рекомендуемые стандартом [1] и другими литературными источниками (см. рис. 1, *б*, *д*, *з*;

2, *б*; 3, *б*, *д*) и автором (см. рис. 1, *в*, *е*, *и*; 2, *в*; 3, *в*, *е*). При этом на рекомендуемых стандартом схемах изображены опорные точки, а на схемах, предлагаемых автором, — координатные точки.

Принято считать, что при базировании заготовок в центрах возникают две технологические базы. За базу I предлагается принимать общую ось конических (см. рис. 1, *б* и 2, *б*) и профильных (см. рис. 1, *д*) поверхностей центровых отверстий или цилиндрических поверхностей (см. рис. 1, *з*). По степеням свободы, которых лишается заготовка (далее — лишаемые), данную базу относят к двойным направляющим, а по характеру проявления — к скрытым. Однако согласиться с тем, что базой следует считать общую ось указанных поверхностей, нельзя.

Во-первых, возникает сомнение, что у центровых или цилиндрических отверстий имеется общая ось. При получении указанных отверстий с разных сторон заготовки возможна их несоосность. А при отсутствии такой оси в конструкции заготовки рассматривать ее в качестве технологической базы не следует. Речь может идти о так называемой общей оси несоосных отверстий, получаемой путем геометрического построения по методике, изложенной в стандарте [2]. Для этого необходимо найти точки на осях указанных отверстий в средних их сечениях (последние делят длину отверстий пополам) и затем через них провести прямую линию. Но поскольку получаемая таким путем "общая ось" отверстий не принадлежит конструкции заготовки, то ее не следует рассматривать в качестве технологической базы. Кроме того, указанная ось может иметь неопределенное положение в основной системе координат (из-за несоосности осей OX и O_1X_1), что также исключает возможность назначения ее в качестве технологической базы.

За технологическую базу II при первых двух схемах базирования заготовок обычно принимают плоскость, перпендикулярную оси конической (см. рис. 1, *б*) или профильной (см. рис. 1, *д*) поверхности левого центрового отверстия в среднем его сечении. По лишаемым степеням свободы данную базу относят к опорным, а по характеру проявления — к скрытым.

Использование в качестве технологической базы II указанной выше плоскости также вызывает возражение по двум причинам. Во-первых, указанная плоскость не принадлежит конструкции заготовки. Во-вторых, ее расположение в среднем сечении принимается без всякого обоснования и поэтому вызывает сомнение в правильности такого решения.

Автор работы [3] предлагает при использовании первой схемы базирования заготовки за базу II принимать вершину конической поверхности центрового отверстия (см. опорную точку 5* на рис. 1, *б*). Но такое решение вопроса неприемлемо при использовании второй (см. рис. 1, *г—е*) и третьей (см. рис. 1, *ж—и*) схем базирования заготовки в центрах и, следовательно, не является универсальным.

При реализации третьей и четвертой схем базирования заготовок в центрах за опорную базу II принимают один и тот же торец заготовки (см. рис. 1,*з* и 2, *б*). Но тогда погрешность базирования для размеров, выдерживаемых от этого торца, должна быть одинаковой, что противоречит действительности (погрешность базирования при использовании третьей схемы всегда будет больше указанной погрешности при реализации четвертой схемы).

При базировании заготовок типа втулок и дисков на конических оправках рассматриваются две технологические базы. При использовании оправок обоих типов в качестве двойной направляющей скрытой технологической базы принимают ось конического отверстия (см. рис. 3, *б* и *д*), принадлежащую конструкции заготовки и поэтому не вызывающую возражения.

При применении оправок первого типа скрытой опорной технологической базой II считают плоскость, перпендикулярную оси конического отверстия в среднем его сечении (см. рис. 3, *б*) или, как уже было отмечено выше, вершину этого отверстия (см. опорную точку 5* на рис. 3, *б*). В случае использования оправок второго типа за опорную явную базу II принимают плоский торец заготовки (см. рис, 3, *д*),

К технологическим базам II можно отнести все те замечания, которые были высказаны к аналогичным базам при анализе базирования заготовок в центрах с использованием первой и четвертой схем (см. рис. 1, *б* и 2, *б*).

Таким образом, анализ технологических баз, возникающих при установке заготовок в центрах и на конических оправках, свидетельствует о том, что в данном вопросе имеется проблема, требующая дальнейшего рассмотрения и решения. Ниже приведены предложения по устранению замеченных недостатков с позиций нового взгляда на базирование и базы в машиностроении, изложенного в работах автора [4÷6].

2. Решение проблемы баз и теоретических схем базирования заготовок в центрах и на конических оправках

В соответствии с основными положениями теории базирования, изложенной в работах [4÷6], при всех схемах базирования заготовок в центрах следует рассматривать наличие не двух, а трех технологических баз. При первой, второй и четвертой схемах базирования заготовок базами I и II надо считать точки на осях конических (см. рис. 1, *в* и 2, *в*) или профильных (см. рис. 1, *е*) поверхностей центровых отверстий, принадлежащих конструкции заготовки. При третьей схеме базирования за ба-

зы I и II следует принимать центры круговых кромок, образованных пересечением цилиндрических поверхностей с плоскими торцами заготовки (см. рис. 1, *и*). Указанные базы принадлежат конструкции заготовки и являются по характеру задаваемых координат постоянно-координатными, по числу и способу задания последних — двухкоординатными точечными (двойными опорными), а по характеру проявления — нематериальными (воображаемыми). При этом следует иметь в виду, что база I совмещается с осью OX основной системы координат, а база II — с осью O_1X_1 дополнительной системы. Из этого вытекает, что база II может иметь линейные отклонения относительно плоскостей основной системы координат, что будет приводить к появлению конусности обработанных наружных цилиндрических поверхностей.

Базой III при первых трех схемах базирования заготовок становятся точки пересечения осей соответственно конического (см. рис. 1, *в*), профильного (см. рис. 1, *е*) и цилиндрического (см. рис. 1, *и*) отверстий с торцом заготовки. По характеру задаваемых координат базу III следует считать переменно-координатной. По числу и способу задания последних рассматриваемая база является однокоординатной (опорной), а по характеру проявления нематериальной (воображаемой).

При использовании четвертой схемы базирования заготовок за базу III следует принимать точку на торце заготовки (см. рис. 2, *в*). По характеру задаваемых координат данная база является постоянно-координатной. По числу и способу задания координат ее следует считать однокоординатной (опорной), а по характеру проявления — материальной (реальной).

Под технологической базой II при применении оправок первого типа следует рассматривать точку пересечения оси конического отверстия с торцом заготовки (см. рис. 3, *в*). По характеру задаваемых координат данная база является переменно-координатной, по числу и способу задания последних — однокоординатной (опорной), а по характеру проявления — нематериальной (воображаемой).

При базировании заготовок на оправках второго типа базой II становится точка на торце заготовки (см. рис. 3, *е*). По характеру задаваемых координат база II является постоянно-координатной, по числу и способу задания последних — однокоординатной (опорной), а по характеру проявления — материальной (реальной).

Предлагаемые технологические базы позволяют выявлять основные факторы, вызывающие погрешность базирования заготовок в центрах и на конических оправках, и рассчитывать последнюю.

3. Основные факторы, вызывающие погрешность базирования заготовок в центрах и на конических оправках

Число и характер основных факторов, вызывающих погрешность базирования для выполняемых размеров зависит от схемы базирования заготовки в центрах и типа используемой конической оправки.

Так, при использовании первой, второй и третьей схем базирования заготовки в центрах (см. рис. 1, *а—и*) погрешность базирования для выполняемого размера $A_в$ (см. рис. 1, *а*, *г*, *ж*) будет возникать под действием двух факторов: 1) использования переменно-координатной опорной технологической базы III; 2) погрешности взаимного расположения (отклонения от перпендикулярности) оси конической поверхности центрового отверстия и базового торца заготовки. При выполнении размера $B_в$ на этих же схемах базирования заготовки к двум факторам, указанным выше, добавится еще один — несовмещенность технологической и отсчетной баз (под отсчетной базой будем понимать геометрический элемент заготовки, от которого задан выполняемый размер).

В случае применения четвертой схемы базирования заготовки погрешность базирования для размера $A_в$ (см. рис. 2, *а*) будет вызывать один фактор — погрешность взаимного расположения оси конической поверхности центрового отверстия и базового торца заготовки. При выполнении размера $B_в$ к указанному выше фактору добавится еще один — несовмещенность технологической и отсчетной баз.

При базировании заготовки на конических оправках первого типа погрешность базирования для размера $A_в$ (см. рис. 3, *а*) будет возникать из-за действия двух факторов: 1) использования переменно-координатной опорной технологической базы II; 2) погрешности взаимного расположения базового торца заготовки и оси конического отверстия. При выполнении размера $B_в$ к указанным двум факторам добавится еще один − несовмещенность технологической и отсчетной баз.

При использовании оправки второго типа погрешность базирования для размера $A_в$ (см. рис. 3, *г*) будет вызывать один фактор − погрешность взаимного расположения базового торца заготовки и оси конического отверстия. При выполнении размера $B_в$ к указанному выше фактору добавится еще один — несовмещенность технологической и отсчетной фаз.

Приведенные выше факторы позволяют комплексно оценить точность базирования заготовок в центрах и на конических оправках и минимизировать вероятную погрешность базирования для выполняемого размера.

Выводы

1. Существующий в настоящее время взгляд на базы и теоретические схемы базирования заготовок в центрах и на конических оправках имеет ряд существенных недостатков, требующих их изучения и устранения.

2. Имеющиеся недостатки могут быть устранены, если при назначении технологических баз заготовок, обрабатываемых в центрах и на конических оправках, руководствоваться основными положениями теории базирования, предложенной автором.

3. Выявленные основные факторы, вызывающие погрешность базирования заготовок в центрах и на конических оправках, позволяют проводить комплексный анализ точности базирования последних.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **ГОСТ 21495—76.** Базирование и базы в машиностроении. Термины и определения. М.: Изд-во стандартов, 1976. 35 с.

2. **ГОСТ 24642—81.** Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения. М.: Изд-во стандартов, 1981. 68 с.

3. **Емельянов В. Н.** О разработке теоретических схем базирования // СТИН. 2002. № 1. С. 32—34.

4. **Абрамов Ф. Н.** О разработке терминологии базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2006. № 2. С. 67—72.

5. **Абрамов Ф. Н.** О классификации терминов базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2006. № 3. С. 56—61.

6. **Абрамов Ф. Н.** О сущности базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2007. № 6. С. 74—77.

УДК 621.4

В. А. ЖУКОВ, канд. техн. наук (Тутаевский филиал ГОУ ВПО "Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П. А. Соловьева"), e-mail: gukovv@rambler.ru

Зависимость эксплуатационных показателей транспортных ДВС от свойств охлаждающих жидкостей

Представлены результаты исследований влияния свойств охлаждающих жидкостей на эксплуатационные показатели двигателей внутреннего сгорания и пути их улучшения.

Ключевые слова: двигатели внутреннего сгорания, охлаждающие жидкости, эксплуатационные показатели, надежность.

The investigation results of the coolants properties influence upon the plant-performance figures of the internal-combustion engines and paths of their improvement are presented.

Keywords: internal-combustion engines, coolants, the plant-performance figures, reliability.

Эксплуатационные свойства транспортных средств во многом определяются работой двигателей, в частности двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Эксплуатационные характеристики двигателя оцениваются показателями, которые делятся на группы:

массогабаритная (удельная масса, удельная мощность, металлоемкость, удельный объем);

эффективности (эффективный КПД, удельный эффективный расход топлива, литровая мощность, среднее эффективное давление);

надежности (время наработки на отказ, вероятность безотказной работы, ресурс);

экологичности (показатели токсичности и дымности отработавших газов, уровень шума, виброактивность);

эксплуатационной технологичности (надежность пуска, уровень технического обслуживания).

Традиционными методами достижения требуемых эксплуатационных показателей автомобильных двигателей являются: совершенствование рабочего цикла, оптимизация параметров систем топливоподачи; рациональный выбор конструкционных материалов наиболее ответственных деталей. Совершенствование системы охлаждения ДВС также улучшает их эксплуатационные характеристики, однако возможности этого направления еще недостаточно используются.

Показатели работы системы охлаждения ДВС можно разделить на режимные (температура, давление, скорость теплоносителя) и водно-химические (физические и химические свойства теплоносителя). Изучению влияния этих показателей на эксплуатацию двигателей посвящено немало работ [1—3], в которых определены значения показателей, обеспечивающих наилучшие экономичность и надежность ДВС.

Комплекс исследований [4] показал, что физико-химические свойства теплоносителей систем охлаждения ДВС существенно влияют на показатели работы двигателя. Для установления этого влияния прежде всего необходимо выделить показатели теплоносителей, наиболее полно характеризующие их эксплуатационные свойства. Теплоносителями в жидкостных системах охлаждения автомобильных и тракторных двигателей являются вода или

низкозамерзающие жидкости, представляющие собой водные растворы этиленгликолей.

Вода как охлаждающая жидкость во многом превосходит другие жидкости. Из всех теплоносителей вода отличается самой высокой теплоемкостью [4200 Дж/(кг · К)]. Результаты исследования альтернативных охлаждающих жидкостей [5] и сравнение их по теплогидравлическому показателю эффективности с водой позволяют утверждать, что вода и в дальнейшем будет основной охлаждающей жидкостью судовых дизелей. Из исследуемых теплоносителей (натрий, сплав 75 %-го калия и 25 %-го натрия, ртуть, вода, антифризы А-40 и А-65, фреон-12, дизельное топливо, масло М-10Г2, метиловый спирт) по теплогидравлической эффективности вода уступает только натрию и сплаву калия и натрия, применение которых для охлаждения судовых дизелей сопряжено со значительными трудностями. Применение таких теплоносителей, как ртуть и фреон-12, не допускается из-за их токсичности.

Однако вода как охлаждающая жидкость имеет и существенные недостатки. При температуре 0 °С вода кристаллизуется, при этом происходит значительное увеличение объема (на 10 %), в результате чего давление в системе повышается до 200÷300 МПа, что может привести к серьезным повреждениям в двигателе, к так называемому размораживанию. Вода отличается сравнительно низкой температурой кипения (100 °С при атмосферном давлении p = 0,101 МПа), что иногда приводит к ее закипанию в радиаторе. Поэтому рабочая температура воды в открытой системе охлаждения не должна превышать 90 °С. При более высоких температурах вода интенсивно испаряется. В разреженной среде температура кипения воды понижается, следовательно, при эксплуатации машины в горных районах понижается предельная температура рабочей жидкости в радиаторе.

Вода хорошо растворяет многие соли, кислоты, щелочи, такие газы, как кислород, азот, углекислоты. Поэтому в природе вода практически не встречается в чистом виде. В ней растворены углекислые, хлористые и сернокислые соли натрия, кальция и магния, соли азотной, фосфорной, кремниевой кислот и др. Из растворенных в воде солей особое значение имеют соли кальция и магния, которые придают ей так называемую жесткость, т. е. солесодержание, обусловливающее склонность к накипеобразованию.

Образование накипи крайне негативно влияет на работу системы охлаждения двигателей. В системах охлаждения дизелей наиболее часто встречаются щелочноземельные накипи, состоящие из карбонатных, сульфатных, силикатных, фосфорных солей и гидроокисей Ca и Mg: $CaCO_3$, $CaSO_4$, $Mg(OH)_2$, $CaSiO_3$, $Ca_3(PO_4)_2$ и др. Вид и состав накипей определяется преобладанием в используемой воде тех или иных катионов и анионов. Скорость образования щелочноземельных отложений в значительной степени зависит от теплового потока, проходящего через нагреваемый слой, так как в пристеночном пограничном слое степень упаривания воды значительно изменяется. Накипь в системе охлаждения ухудшает эксплуатационные показатели и техническое состояние двигателя, так как отличается низкой теплопроводностью. Это приводит к тому, что даже при небольшом слое накипи резко меняется тепловой режим работы деталей двигателя. При накипи толщиной в 1 мм температура стенок цилиндра повышается на 100÷200 °С. При накипи толщиной 1,5 мм в центральной зоне днища головки и в верхнем поясе гильзы теплоотвод в систему охлаждения снижается на 30 %.

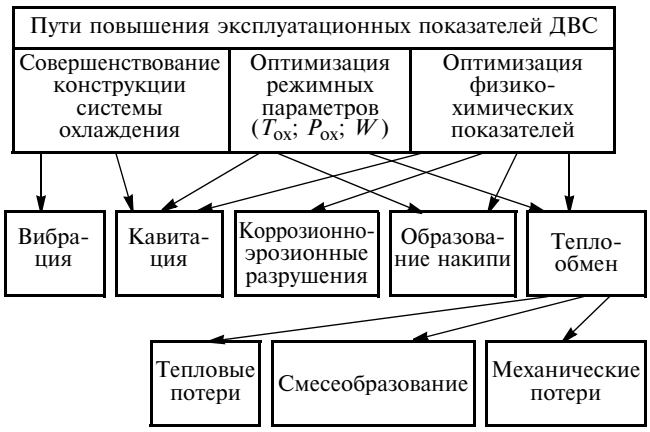
Повышение температуры двигателя из-за ухудшения теплоотвода приводит к повышенному расходу топлива и снижению мощности двигателя. Исследования показали, что при накипи толщиной 0,5÷1,2 мм мощность двигателя снижается на 7÷13 %, а перерасход топлива составляет 4÷10 % [6].

Техническое состояние системы охлаждения значительно влияет и на изнашивание деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ). Наличие накипи и отложений на стенках цилиндров определяют путем измерения объемов рубашек охлаждения и по повышенному угару масла и повышенной температуре, обусловленной ростом температуры деталей ЦПГ вследствие снижения теплоотдачи через гильзу цилиндра и головку блока цилиндров. О наличии отложений и их толщине в отдельных зонах системы охлаждения свидетельствует увеличение перепада температур на наружной поверхности рубашек охлаждения. Изменение теплопроводности отложений и поддержание ее на постоянном уровне позволит на 20 % и более повысить мощность двигателей без конструктивных изменений в системе охлаждения.

Химически агрессивные свойства и степень коррозионного воздействия рабочей жидкости системы охлаждения можно характеризовать водородным показателем pH или удельной электропроводностью.

В настоящее время вопросы защиты двигателей от коррозионного разрушения весьма актуальны [7]. В России ежегодные потери металла вследствие коррозии составляют до 12 % от общей массы металлофонда, что соответствует 30 % производимого металла за год. Кроме прямых потерь существуют косвенные, например потери мощности машин, вызванные их отказами и ликвидацией этих отказов.

Образование паровых пузырей на перегретых поверхностях наиболее теплонагруженных деталей



ДВС способствует кавитационно-эрозионному разрушению. Интенсивность образования паровых пузырей и коэффициент теплоотдачи зависят от поверхностного натяжения и вязкости жидкости. Поэтому эти показатели можно использовать для оценки эксплуатационных свойств низкозамерзающих жидкостей (водных растворов этиленгликолей). Недостатком этиленгликоля — составной части антифриза, является его коррозионное воздействие на металлы, для снижения которого используют соответствующие присадки.

Для антифриза показатель pH концентрации ионов водорода должен быть не более 8,5. Жидкости с повышенной щелочной реакцией вызывают коррозию алюминиевых и латунных деталей системы охлаждения. Окислительная реакция также недопустима [8, 9]. Такое свойство жидкости, как вспенивание, также является недостатком, так как при вспенивании возможны нарушение работы системы охлаждения и утечки жидкости из системы. Поэтому в антифриз добавляют пеногаситель (например, силоксанового ряда).

На рисунке представлены пути повышения эксплуатационных характеристик ДВС. Оптимизация физико-химических и теплофизических свойств теплоносителей систем охлаждения повышает надежность двигателя, улучшает его экономичность и экологичность, уменьшает токсичность отработавших газов. Наиболее перспективным является введение в рабочую жидкость присадок на основе растворимых полимеров и поверхностно-активных веществ (ПАВ).

Максимального эффекта можно достичь одновременным совершенствованием теплоносителей и конструктивным изменением системы охлаждения, которые направлены на переход к изолированным системам охлаждения с переменным давлением при высокотемпературном охлаждении. Интенсивность теплоотвода следует изменять в зависимости от нагрузочных и скоростных режимов работы двигателя. Для этого традиционные способы регулирования дополняются автоматическим регулированием давления в системе охлаждения.

Изменить свойства теплоносителя можно различными способами, используя, например, предочистку, катионирование в ионообменных фильтрах, магнитную и ультразвуковую обработки. Опыт эксплуатации транспортных двигателей показал, что наиболее рациональным является введение в охлаждающую жидкость присадок, которые способны ингибировать кавитационно-коррозионные разрушения и накипеобразование даже при малых концентрациях [10, 11].

По составу и характеру воздействия присадки делятся на химические и водоэмульсионные. Химические присадки пассивируют металлы, создавая на их поверхности защитные окисные пленки, способствуют переходу в шлам накипеобразований и улучшению показателя pH.

Водоэмульсионные присадки — антикоррозионные масла, образуют при растворении в воде устойчивую эмульсию белого цвета, которая при омывании охлаждаемых поверхностей создает на них масляную пленку, предотвращающую коррозионные разрушения и образование отложений. Кроме того, благодаря демпфирующему эффекту масляная пленка способна уменьшать кавитационные разрушения, в чем и заключается преимущество водоэмульсионных присадок. Недостатком же является возможность местных перегревов из-за ухудшения теплообмена при увеличении толщины масляной пленки вследствие роста концентрации эмульсии в охлаждающей жидкости, что происходит при отсутствии должного контроля за содержанием эмульсии в системе охлаждения.

Присадки на масляной основе способны образовывать пленку, толщина которой в течение 500÷1000 ч работы дизеля может достигать 0,3—0,5 мм. Из-за высокой температуры (выше 170 °С) и в результате каталитического воздействия металлической поверхности развиваются деструктивные процессы с образованием продуктов уплотнения [12], вызывающих перегрев дизеля. Именно поэтому дизелестроительные фирмы, такие как "Бурмейстер и Вайн" и "Зульцер", не рекомендуют применять водоэмульсионные присадки в форсированных двигателях.

Проведены исследования по созданию многофункциональных химических присадок для основных видов теплоносителей ДВС — воды и водных растворов этиленгликолей (тосолов).

При выборе компонентов прежде всего учитывалась их совместимость с теплоносителями — отсутствие таких процессов, как расслоение, вспенивание, выпадение осадка. При этом высокая эффективность должна обеспечиваться при малых

концентрациях (суммарная масса присадки должна составлять не более 0,5 %). Кроме того, они должны быть негорючими, взрывобезопасными, нетоксичными.

Разработаны композиции, в состав которых вошли силикат натрия, ПАВ Синтанол ДС-10, полиакриламид, молибдат аммония. При использовании тосолов в состав присадки входят: полиакриламид, поливиниловый спирт и Синтанол ДС-10. В обоих случаях для обеспечения нормальной работы систем охлаждения вводится небольшое количество пеногасителя.

Разработанные присадки прошли лабораторные, стендовые и эксплуатационные испытания на различных бензиновых двигателях и дизелях разных мощностей и степени форсирования [4].

Для исследований кавитационно-коррозионных разрушений использовали гравиметрические и потенциостатические методы. Результаты подтвердили высокую эффективность ингибирования кавитационно-коррозионных разрушений основных конструкционных материалов, применяемых в двигателестроении: коэффициент защиты к воде для черных металлов составляет 90—95 %, для цветных металлов – 50÷75 %; к тосолам для черных металлов – 40÷60 %, для цветных – 10÷20 %.

Антинакипинные свойства обеспечивают ПАВ и растворимые полимеры. Поверхностно-активные вещества адсорбируются в виде мономолекулярной пленки на поверхности зарождающихся кристаллов, препятствуя их росту и адгезии на поверхности [13]. Полимеры, входящие в состав присадок, находятся в растворах в виде мицеллярных образований и предотвращают коагуляцию твердых частиц в широком диапазоне содержания твердой фазы. Эффективная защита теплоотдающих поверхностей от накипи была подтверждена при визуальном контроле.

Таким образом, разработанные присадки позволяют решить две основных проблемы, возникающие при эксплуатации жидкостных систем охлаждения: предотвратить или существенно снизить кавитационно-коррозионные разрушения и накипеобразование. В данные присадки входят компоненты, влияющие на теплообмен. Для исследований в этом направлении была создана лабораторная установка, позволяющая моделировать процессы теплообмена в зарубашечном объеме двигателя. Экспериментальная установка представляет собой модель жидкостной замкнутой системы охлаждения ДВС, в состав которой входят гильза цилиндров с внутренним нагревателем, резервуар с исследуемой жидкостью и циркуляционный насос. Мощность нагревателя позволяет повышать температуру зеркала цилиндра до 180 °С (температура начала коксования масла). Внутренний нагреватель обеспечивает стационарность теплового потока. Термостат, установленный в емкости с жидкостью обеспечивает постоянную температуру на входе в полость охлаждения. Скорость циркуляции регулируется расходом жидкости посредством системы вентилей, который изменяется в диапазоне скоростей, характерных для систем охлаждения ДВС (0,1÷1,0 м/с), и измеряется дифференциальным манометром, который для каждой исследуемой жидкости тарируется весовым методом.

Термометрирование гильзы цилиндров позволило установить, что введение в охлаждающие жидкости полиакриламида путем ламинеризации пристеночного слоя жидкости и увеличения его термического сопротивления приводит к повышению температуры гильзы на разных режимах работы при теплообмене без кипения на 5÷10 °С. Введение ПАВ приводит к уменьшению поверхностного натяжения, что способствует образованию паровых пузырей при теплообмене при фазовых переходах, интенсифицируя таким образом отвод теплоты. Следствием данных изменений теплофизических свойств охлаждающей жидкости явилось понижение температуры гильзы цилиндров на 3÷7 °С.

Определение осредненного (по поверхности) коэффициента теплоотдачи, выполненное на основании закона Ньютона—Рихмана, подтвердило влияние присадок на интенсивность теплообмена. Моторные испытания позволили оценить работоспособность присадок в реальных условиях работы систем охлаждения, а также показали, что "утепление" цилиндровой втулки путем изменения теплофизических свойств охлаждающих жидкостей не приводит к перегреву двигателя, однако сокращает тепловые потери через систему охлаждения. Следствием уменьшения тепловых потерь явилось снижение удельного эффективного расхода топлива двигателей на 2÷4 % на режимах, близких к номинальным, и на 5÷8 % на режимах частичных нагрузок и холостого хода.

"Утепление" гильзы цилиндров путем снижения интенсивности теплоотвода в охлаждающую жидкость в результате изменения ее теплофизических свойств сопоставимо с "утеплением" путем нанесения теплоизоляционных покрытий. Изменение теплового режима благоприятно влияет на экологические показатели двигателя. Известно, что на динамику выгорания топлива и содержание вредных веществ, прежде всего NO_x и C_nH_m, существенное влияние оказывает время τ_i задержки воспламенения топлива [14], которое зависит от его химического состава и качества распыления, а также от давления и температуры воздуха в цилиндре в момент впрыска. Температура и давление в конце такта сжатия зависят от степени сжатия и интенсивности охлаждения деталей ЦПГ. Степень сжа-

тия определяется конструкцией двигателя, а интенсивность теплоотвода от деталей ЦПГ можно регулировать различными способами.

Термометрирование цилиндровой втулки показало, что присадки обеспечивают уменьшение теплоотвода через систему охлаждения и повышение температуры гильзы цилиндров (в среднем на 5÷10 К в зависимости от режима работы двигателя) [15].

"Утепление" деталей ЦПГ приводит к повышению температуры газа внутри цилиндра при сжатии. Для оценки влияния этого на время задержки воспламенения топлива использовали эмпирические формулы Г. Вольфера (получена по результатам испытаний в калориметрической бомбе): $\tau_i = 103p^{-1,19}\exp(4650/T)$, где p и T — давление и температура в конце сжатия, и В. С. Семенова (получена при испытании дизелей): $\tau_i = \dfrac{8127,4}{(c_{\text{п}}p_{\text{н.в}})^{0,635}T_{\text{н.в}}^{0,294}}$, где $c_{\text{п}}$ — средняя скорость поршня; $p_{\text{н.в}}$ и $T_{\text{н.в}}$ — соответственно давление и температура воздуха в цилиндре в начале впрыска топлива.

Расчеты, проведенные для двигателя по скоростной характеристике [161, показали, что повышение температуры во время сжатия путем воздействия на теплофизические свойства охлаждающей жидкости сокращает время задержки воспламенения до 15 %. Наибольший эффект от "утепления" деталей ЦПГ наблюдался при малых частоте вращения и нагрузках, что особенно важно, так как при эксплуатации в городских условиях большая часть работы автомобиля приходится на эти режимы.

Сокращение времени задержки воспламенения топлива приводит к уменьшению скорости повышения давления при его сгорании и снижению жесткости работы двигателя, температуры и давления в конце сгорания. Поэтому уменьшение времени задержки воспламенения благоприятно сказывается на эмиссии токсичных веществ, прежде всего NO_x и альдегидов R-CHO, существенно снижая ее [17].

Уменьшение времени задержки воспламенения топлива способствует снижению скорости нарастания давления при его сгорании. Более "мягкое" сгорание обеспечивает снижение уровня шума.

Расчеты показали, что воздействие на тепловое состояние деталей цилиндропоршневой группы путем изменения теплофизических свойств охлаждающей жидкости является перспективным способом улучшения экологических показателей ДВС. При этом не снижается их топливная экономичность и надежность.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Жидкостное** охлаждение автомобильных двигателей / А. М. Кригер, М. Е. Дискин, А. Л. Новенников, В. И. Пикус. М.: Машиностроение, 1985. 176 с.

2. **Петриченко Р. М.** Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания. Л.: Машиностроение, 1975. 224 с.

3. **Жаров А. В., Павлов А. А.** Определение параметров течения жидкости в полостях системы охлаждения ДВС // Автомобильная промышленность. 2004. № 2. С. 30—31.

4. **Безюков О. К., Жуков В. А.** Охлаждающие жидкости транспортных ДВС. СПб.: СПГУВК, 2009. 263 с.

5. **Липатов В. Е., Кузнецов Ю. Н., Маслов В. А.** Сравнение теплогидравлической эффективности теплоносителей применительно к высокотемпературным системам охлаждения // Двигателестроение. 1989. № 4. С. 49—51.

6. **Моисеев А. Ф.** Предупреждение образования накипи в автомобильных двигателях. М.: Транспорт, 1971. 128 с.

7. **Семенова И. В., Флорианович Г. М., Хорошилов А. В.** Коррозия и защита от коррозии / Под ред. И. В. Семеновой. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2002. 336 с.

8. **Коррозионная** стойкость оборудования химических производств. Коррозия под действием теплоносителей, хладагентов и рабочих тел / А. М. Сухотин, А. Ф. Богачев, В. Г. Пальмский и др. Под ред. А. М. Сухотина, В. М. Беренблит. Л.: Химия, 1988. 360 с.

9. **Стативкин Г. П., Янченко В. А., Головкин П. Г.** Защита от кавитационной эрозии и коррозии металлов системы охлаждения дизеля // Двигателестроение. 1990. № 8. С. 25—27.

10. **Тузов Л. В., Безюков О. К., Жуков В. А.** Совершенствование свойств охлаждающих жидкостей судовых дизелей // Науч.-практ. конф. Академии транспорта РФ. СПб.: [Б. и.], 1992. С. 43—45.

11. **Тузов Л. В., Безюков О. К., Жуков В. А.** Защита элементов жидкостных систем охлаждения ДВС от кавитационно-коррозионных разрушений // Междунар. науч.-техн. конф. "Двигатель-97". М.: МГТУ, 1997. С. 67—68.

12. **Овсянников М. К., Петухов В. А.** Судовые дизельные установки. Л.: Судостроение, 1986. 424 с.

13. **Громогласов А. А., Копылов С. А., Пильщиков А. П.** Водоподготовка: Процессы и аппараты. М.: Энергоатомиздат, 1990. 272 с.

14. **Лебедев О. Н., Сомов В. А., Калашников С. А.** Двигатели внутреннего сгорания речных судов. М.: Транспорт, 1990. 328 с.

15. **Исследование** влияния присадок к охлаждающей жидкости дизелей на процессы теплоотдачи / Л. В. Тузов, О. К. Безюков, В. А. Жуков и др. // Двигателестроение. 1996. № 1. С. 46—51.

16. **Жуков В. А.** Задача многофакторной оптимизации режимов охлаждения комбинированных ДВС // Двигатели внутреннего сгорания. 2004. № 2. С. 71—73.

17. **Марков В. А., Баширов Р. М., Габитов И. И.** Токсичность отработавших газов дизелей. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. 376 с.

УДК 621.778.01

А. В. ЩЕДРИН, А. А. БЕКАЕВ, кандидаты технических наук,
Г. К. СУМЕЛЕ (МГТУ "МАМИ") e-mail: gerskemb@yahoo.com

Взаимодействие сферического деформирующего элемента и цилиндрической заготовки при комбинированном волочении

При комбинированном волочении предварительное (опережающее) деформирование может создать более благоприятные условия для последующих операций путем упрочнения или разупрочнения поверхностного слоя детали. При этом важно точно оценить (рассчитать) контактное взаимодействие отдельного сферического деформирующего элемента и обрабатываемой заготовки.

Ключевые слова: сферический деформирующий элемент, метод обработки комбинированным инструментом, усилие обработки.

A preliminary (forward) deforming at combined drawing may provide more favorable conditions for subsequent operations by means of reinforcement or weakening of the detail's surface layer. At that it is important to estimate precisely (calculate) the contact interaction of separate spherical element and the billet being processed.

Keywords: spherical deforming element, processing method by a combined tool, processing force.

Для удаления дефектных слоев с длинномерных профилей применяют метод волочения через режущую фильеру [1], производительность которого, как показывают промышленные исследования [2], существенно (до 30 раз) превосходит существующие подобные технологии [3].

С использованием алгоритмических процедур "систем искусственного технологического интеллекта" [4] синтезирован более эффективный метод обработки комбинированным инструментом, включающим деформирующую и режущую фильеры [5, 6]. При комбинации деформирующего и режущего воздействий сферические деформирующие элементы формируют на заготовке продольные стружкоразделительные канавки, улучшающие стружкообразование при последующем резании в результате исключения образования кольцевой плохо разделяемой стружки [1]. Кроме того, предварительное (опережающее) деформирование может создавать наиболее благоприятные условия для последующего резания, упрочняя или разупрочняя поверхностный слой [7].

При проектировании данного перспективного метода комбинированного волочения в первую очередь необходимо достаточно точно оценить контактное взаимодействие отдельного сферического деформирующего элемента и обрабатываемой заготовки.

На рис. 1 показан очаг деформации при единичном контакте сферического деформирующего элемента диаметром d и цилиндрической заготовки диаметром $D_з$. На рис. 1: $i_ф$ — натяг деформирования на диаметр заготовки; $h_в$ — высота упругопластической волны впереди деформирующего элемента; $H_н$ — высота "наплывов" на боковых сторонах выдавленных продольных стружкоразделительных канавок; $\Delta_в$ — величина упругого восстановления поверхности стружкоразделительных канавок; $v_з$ — скорость волочения (скорость движения заготовки).

При этом контакт сферического деформирующего элемента с заготовкой по его передней поверхности (ПП) ограничен полушаровым сегментом $ABEB_1$, соответствующий контакт по задней поверхности (ЗП) включает шаровой полусегмент CDE. Из чисто геометрических соображений при допущении $h_в \approx H_н$ были получены зависимости площади контакта одиночного сферического деформирующего элемента с цилиндрической заготовкой по его передней и задней поверхностям:

$$A_{ПП} = 0{,}25\pi d \times \left[\frac{0{,}25(D_з + d - i_ф)^2 + (0{,}5D_з + H_н)^2 - 0{,}25d^2}{D_з + d - i_ф} - 0{,}5D_з + i_ф + H_н\right]; \quad (1)$$

$$A_{ЗП} = 0{,}25\pi d\Delta_в. \quad (2)$$

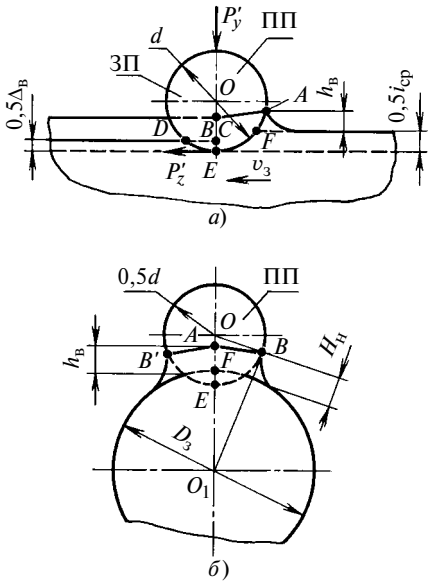


Рис. 1. Очаг деформации при единичном контакте сферического деформирующего элементами цилиндрической заготовки:
а — продольное сечение; *б* — поперечное сечение

С учетом изложенного усилие волочения, приходящееся на один сферический деформирующий элемент,

$$P'_z = (A_{ПП} + A_{ЗП})\sigma_s, \qquad (3)$$

где σ_s — предел текучести материала цилиндрической заготовки.

С учетом больших натягов $i_ф$ деформирования, при которых трение качения переходит в трение скольжения, коэффициент трения будет определяться в большей степени своей деформационной составляющей [8]:

$$f = 0{,}4\sqrt{(0{,}5i_ф + H_н)/R_{пр}}, \qquad (4)$$

где

$$R_{пр} = 2D_з d/(2D_з + d) \qquad (5)$$

— приведенный радиус контакта.

С учетом изложенного нормальная составляющая усилия волочения, приходящаяся на один сферический деформирующий элемент, будет

$$P'_y = P'_z/f. \qquad (6)$$

Полное усилие волочения стружкоразделительной фильерой будет определяться выражением:

$$P_z = P'_z N, \qquad (7)$$

где N — число одновременно работающих сферических деформирующих элементов.

Для проверки возможностей практического применения полученных теоретических моделей, и в первую очередь выражения (7), было выполнено экспериментальное исследование. В качестве обрабатывающего инструмента применяли фильеру [6] с двенадцатью сферическими деформирующими элементами ∅7,104 мм, выполненными из закаленной стали ШХ15. Диаметр по вершинам сферических деформирующих элементов в сборе составил 21,47 мм.

В качестве экспериментальных образцов-заготовок применяли цилиндрические штоки из стали 45 с номинальной длиной 150 мм (1810 *НВ*). Образцы-заготовки обрабатывали шлифованием с точностью по размеру до 0,03 мм и исходным параметром шероховатости поверхности $Ra_з < 0{,}7$ мм. Скорость волочения — 1 м/мин, технологический смазочный материал — минеральное масло И-40. Фактический натяг $i_ф$ деформирования варьировался в диапазоне 0,23÷0,77 мм.

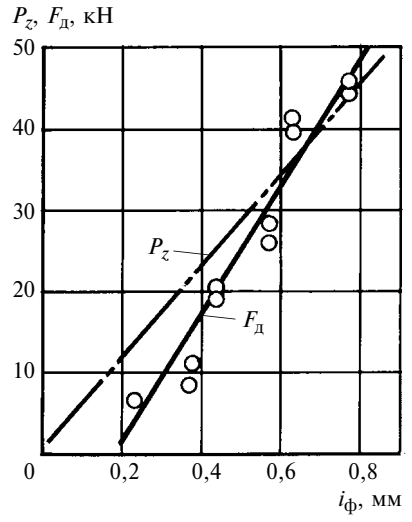


Рис. 2. Зависимости суммарных расчетного (P_z) и экспериментального ($F_д$) усилий волочения через фильеру со сферическими деформирующими элементами от фактического натяга $i_ф$ деформирования

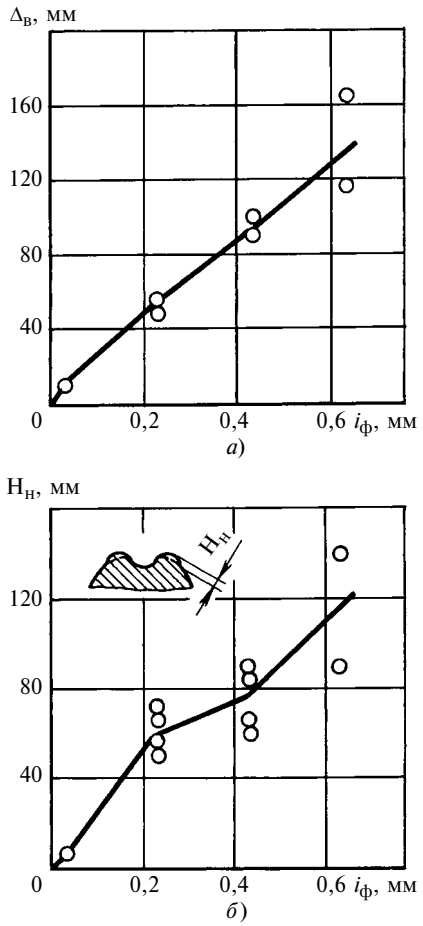


Рис. 3. Экспериментальные зависимости величины упругого восстановления поверхности стружкоразделительных канавок (*а*) и высоты "наплывов" на их боковых сторонах (*б*) от фактического натяга деформирования

На рис. 2 представлена экспериментальная зависимость суммарного усилия $F_д$ волочения через стружкоразделительную фильеру от фактического натяга $i_ф$ деформирования:

$$F_д = -14{,}706 + 79{,}077 i_ф, \qquad (8)$$

Наличие свободного отрицательного члена в выражении (8) объясняется упругими объемными и контактными деформациями сферических элементов и корпуса фильеры.

Использовав соответствующие экспериментальные зависимости параметров $H_н$ и $\Delta_в$ (рис. 3), по полученным теоретическим выражениям (1)—(7) рассчитали соответствующие характеристики, представленные ниже:

$D_з$, мм	21,7	21,9	22,1
$i_ф$, мм	0,23	0,43	0,63
$A_{ПП}$, мм	1,743	2,836	4,2368
$A_{ЗП}$, мм	0,0941	0,529	0,786
P_z, кН	13,3	24,363	36,365
$R_{пр}$, мм	6,0686	6,112	6,12
f	0,0749	0,0954	0,1165
P_y, кН	141,33	255,37	312,14

При этом предел текучести σ_s стали 45 приняли равным 1/3 от исходной твердости образцов-заготовок по Бринеллю.

Теоретическую зависимость P_z (см. рис. 2) суммарного усилия волочения через деформирующую стружкоразделительную фильеру дополнительно можно определить по формуле

$$P_z = 0{,}175 + 57{,}793 i_ф.$$

Совместный анализ экспериментального $F_д$ и теоретического (расчетного) P_z усилий волочения показал, что разработанные математические модели применимы в инженерной практике в диапазоне $i_ф = 0{,}43 \div 0{,}63$ мм, в котором относительная погрешность составляет от 26 до 4 %.

Серия статей "Проблемы теории и практики резания материалов"

УДК 629.9.01

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
Н. М. СУЛТАН-ЗАДЕ, д-р техн. наук (МГИУ),
А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, д-р техн. наук (МГУПИ), А. И. САВКИН,
e-mail: vestmash@mashin.ru

Разработка новой теории тепловых процессов резания. 5. Общий математический аппарат теплофизики резания. Часть I*.

Изложены постановка задачи и основные математические уравнения, необходимые для построения теории тепловых процессов резания.

Ключевые слова: теплофизика резания, тепловые процессы, теплопроводность, источник тепла.

The problem statement and fundamental mathematical equations, necessary for construction of the theory of cutting thermal processes, are stated.

Keywords: cutting thermal physics, thermal processes, thermal conductivity, heat source.

Проведенный авторами обзор основных публикаций, посвященных разработке теории тепловых процессов резания, показал, что ни в одной из них вывод всех необходимых для построения теории формул (за исключением, естественно, общеизвестных классических) не изложен с доступной для понимания полнотой. Более того, в монографиях, связанных с теплофизикой резания, многие использованные формулы и соотношения приводятся без всякого вывода (см. книги [1—8]). Например, в монографии [3, с. 43] для решения важной задачи распределения теплового потока между резцом и стружкой используется упрощенная формула температуры на передней поверхности резца, взятая, согласно ссылке, из кандидатской диссертации, защищенной в 1966 г. в г. Куйбышеве. Естественно, что эту формулу нельзя ни подтвердить, ни опровергнуть, поскольку нельзя осмыслить критически процесс ее получения и, следовательно, нельзя быть уверенным в ее обоснованности, безошибочности и границах ее применимости. В большинстве монографий для конкретных технологических расчетов используются вспомогательные графики или результаты численных решений, также полученные за пределами книги. А монография [6] и вовсе представляет собой типичное "ноу-хау" без конкретных окончательных результатов, когда только автор знает, как вычислить тот или иной тепловой показатель процесса резания.

Все это сильно затрудняет или делает совершенно нереальным практическое применение результатов теоретических исследова-

* Продолжение. Начало см. "Вестник машиностроения" № 1—11 за 2010 г. (далее В. М. 1—В. М 11), продолжение — № 1 за 2011 г.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 63)

Разработанная методика может быть применена для синтеза комбинированного инструмента, предназначенного для обработки сплошных и полых профилей с разной формой поперечного сечения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Лоладзе Т. Н.** Прочность и износостойкость режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1982.

2. **Горшков Б. Т.** Эффективность способов зачистки стали. М.: Металлургия, 1978.

3. **Горшков Б. Т.** Справочник по отделке сортового проката. М.: Металлургия, 1978.

4. **Применение** научных основ теории "искусственного технологического интеллекта" для системного анализа—синтеза методов обработки давлением / А. В. Щедрин, В. В. Ульянов и др. // Тр. Всерос. науч.-техн. конф. "Непрерывные процессы обработки давлением", посвященной 100-летию со дня рождения академика А. И. Целикова (14—15 апреля 2004 г., г. Москва). М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. С. 420—421.

5. **Bauschinger** effect in complex machining metods / A. V. Shchedrin, V. V. Ul'yanov, V. M. Skoromnov, A. A. Bekaev // Russian Engineering Research. 2008. Vol. 28. N 8. P. 797—799, Allerton Press Inc., New York.

6. **Совершенствование** комбинированных методов редуцирования и прошивания / А. В. Щедрин, В. В. Ульянов, А. А. Бекаев и др. // Металлург. 2005. № 10. С. 66—69.

7. **Efficient** hole broaching with regularized surface microgeometry of deforming elements / A. V. Shchedrin, V. V. Ul'yanov, A. A. Bekaev, N. Yu. Chikhacheva // Russian Engineering Research. 2009. Vol. 29. N 9. P. 911—915. Allerton Press Inc., New York.

8. **Трибология** как фундаментальная основа системного проектирования конкурентоспособных технологических объектов / А. В. Щедрин и др. // Ремонт, восстановление и модернизация. 2009. № 4. С. 15—20.

ний. Кроме того, такая подача материала наносит большой вред учебно-методическому процессу: студент или молодой ученый не может самостоятельно разобраться в методике математического решения сложной теплофизической задачи. В результате молодой специалист оказывается не в состоянии даже попытаться творчески развить существующие тепловые теории механической обработки, не говоря уже о возможности реального вклада молодого ученого в дальнейшее развитие технологической науки.

Поэтому одними из главных задач, которые ставили перед собой авторы при разработке изложенной далее теории теплофизики резания, являются полное изложение математического получения теоретических формул, выходящих за пределы классической теории теплопроводности, а также представление окончательных результатов в виде аналитических формул, пригодных для практического использования, а не сведение решения к вспомогательным графикам и численным методам.

Также важно отметить, что во многих книгах (см., например, [1, 3—5, 7]) имеет место путаница в обозначениях: например, одной и той же буквой Q или q обозначаются то теплота, то тепловая мощность, то тепловыделение от различных источников, имеющие разные размерности. При этом иногда теплоту приравнивают к механической мощности, которую, почему-то, некорректно называют энергией (см., например, [1, с. 150; 3, с. 78; 5, с. 38; 7, с. 118]).

Но, строго говоря, в теплоту переходит совершённая механическая работа, а не механическая мощность. Однако в подавляющем большинстве известных исследований тепловых процессов, происходящих во время металлообработки, используется именно мощность. Это обусловлено тем, что для вычисления работы необходимо определять путь, выражаемый, например, общей длиной стружки, которую определяет произведение $v_c t$, где v_c — скорость движения образовавшейся стружки относительно передней поверхности резца. Это не очень удобно по сравнению с использованием в математических описаниях непосредственно скорости вместо пути и, соответственно, мощности вместо работы. Однако при этом не следует забывать, что мощность следует сопоставлять не с теплотой Q, а с количеством теплоты, выделяемым в единицу времени, т. е. с тепловой мощностью или интенсивностью тепловыделения q.

Во избежание путаницы четко укажем (табл. 4), как мы будем обозначать основные показатели тепловыделения.

Следует подчеркнуть, что авторы впервые ставят задачу с обратной связью, которая ранее никем не решалась. Во всех предшествующих исследованиях теплофизики резания полагалось, что механические характеристики обрабатываемого материала (напряжение текучести или предел прочности) соответствуют нормальной температуре и не меняются в зависимости от температуры резания. Поясним это важное обстоятельство более подробно.

В начальный момент резания происходит пластическая деформация холодного металла заготовки. Так как напряжение текучести такого металла сравнительно высоко, сила резания и, следовательно, работа пластической деформации и сила контактного трения также будут сравнительно высокими. Это, соответственно, приведет к большому тепловыделению в начальный момент резания. Температура в зоне пластической деформации резко повысится, что в общем случае приведет к снижению напряжения текучести и связанным с этим снижениям силы резания, тепловыделения и роста температуры. Таким образом, чем выше становится температура, тем ниже напряжение текучести, и тем меньше замедляется рост температуры. Следовательно, температура резания и напряжение текучести обрабатываемого материала в ходе стабилизации процесса резания должны прийти к некоторому равновесному состоянию.

Таким образом, если вычислить работу резания, которая переходит в теплоту, считая напряжение текучести постоянным и равным начальному, то будем иметь сильно завышенное значение по сравнению с получающимся при учете уменьшения напряжения текучести с увеличением температуры в процессе резания. Поэтому авторами впервые ставится следующая задача: при построении тепловой теории резания учесть взаимообратную связь температуры резания с напряжением текучести обрабатываемого материала.

Для решения инженерных задач дифференциальное уравнение теплопроводности обычно используется в виде

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) + \frac{q_o}{c\rho}, \qquad (151)$$

где a — коэффициент температуропроводности; q_o — объемная интенсивность тепловыделения внутренних источников теплоты.

Таблица 4

Обозначения и размерности используемых показателей тепловыделения

Вид источника	Выделяемая теплота	Размерность	Интенсивность тепловыделения	Размерность
Точечный	Q	Дж	q	Вт
Линейный	$Q_л$	Дж/м	$q_л$	Вт/м
Плоский	$Q_п$	Дж/м^2	$q_п$	Вт/м^2
Объемный	$Q_о$	Дж/м^3	$q_о$	Вт/м^3

При выводе этого уравнения не накладывается никаких ограничений ни на форму тела, ни на условия взаимодействия поверхностей этого тела с окружающей средой. Поэтому уравнение (151) и все последующие, вытекающие из него, справедливы для тел любой формы (резец, стружка, заготовка или деталь станка) при нагревании в любых условиях (в процессе резания, в печи, сварочной дугой и т. д.) или при охлаждении в той или иной среде. Следовательно, дифференциальное уравнение (151) имеет бесконечное множество разнообразных решений.

В этом уравнении полагают, что коэффициент *a* температуропроводности не зависит от температуры. С учетом этого уравнение (151) является линейным, что облегчает его использование для построения инженерных теорий ввиду известной из математики важной особенности, которая состоит в том, что сумма нескольких независимых друг от друга решений линейного дифференциального уравнения также является решением этого уравнения или наоборот: общее решение линейного дифференциального уравнения можно рассматривать как алгебраическую сумму ряда его частных, независимых друг от друга решений. Это свойство позволяет в случае, когда на твердое тело действует система нескольких независимых источников или стоков теплоты, описать их общее воздействие, рассмотрев влияние каждого из них отдельно, независимо от других. Написав для каждого источника или стока дифференциальное уравнение теплопроводности и решив его для тех или иных конкретных условий, получим математическое описание температурного поля, которое именно этот источник или сток создает в твердом теле. Затем, наложив друг на друга (т. е. алгебраически суммируя) отдельные температурные поля, получим новое поле, соответствующее общему воздействию всей системы источников и стоков теплоты на интересующий нас объект. Такое наложение носит название суперпозиции решений и широко применяется при решении задач технологической теплофизики.

Практически нас интересует не описание процесса теплопроводности вообще, а описание закономерностей распространения теплоты в конкретных случаях, применительно к конкретному телу или системе тел, при заданных условиях взаимодействия этих тел друг с другом или окружающей средой. Чтобы из бесчисленного количества вариантов температурных полей, описываемых уравнением (151), выделить поле, интересующее нас в конкретном случае, необходимо оговорить и математически описать те частные особенности, которые характеризуют именно этот вариант процесса теплопроводности. Частные особенности, дающие совместно с дифференциальным уравнением теплопроводности полное математическое описание процесса теплообмена в конкретной задаче, называют *условиями однозначности*.

В этих условиях должны быть оговорены:

1) форма, размеры и теплофизические характеристики тел, в которых происходит процесс передачи теплоты;

2) форма, размеры и распределение плотности тепловых потоков источников или стоков, действующих в рассматриваемом процессе;

3) распределение температур в рассматриваемой системе тел до того, как начался изучаемый процесс (так называемые начальные условия);

4) условия теплообмена на поверхностях тела, соприкасающихся с другими телами или окружающей средой (так называемые граничные условия).

Выполняя математическое описание условий однозначности при решении конкретных практических задач обычно прибегают к схематизации процесса теплообмена, состоящей в том, что фактические тела и источники, действующие в реальном процессе, заменяют телами и источниками более простой формы, приближенно описывающей оригиналы. Фактические условия взаимодействия тел с окружающей средой и начальные условия также схематизируют, заменяя сложные ситуации, имеющие место в действительности, более простыми, идеализированными.

Схематизация проводится с целью облегчения математического описания процесса теплообмена в конкретных задачах. Это описание не может полностью отобразить все стороны изучаемого явления. Однако для исследования основных закономерностей реальных процессов и нет необходимости учитывать все стороны и детали явления, тем более что погрешности решения, вызванные усложнением математического аппарата, могут свести на нет уточнения, достигнутые детализацией процесса. С усложнением условий однозначности чисто математические трудности анализа возрастают очень быстро, иногда настолько, что само математическое описание интересующего нас процесса оказывается невозможным.

Поэтому важнейшим этапом теплофизического анализа является разумная схематизация формы тел, источников, начальных и граничных условий, учитывающая, с одной стороны, необходимую степень детализации процесса, а с другой — возможность его описания доступными математическими средствами.

Чем меньше размеры источника относительно размеров нагреваемого тела, тем меньше влияние конкретной формы тела на температурное поле в области, прилежащей к источнику и представляющей, как правило, наибольший интерес (такую область обычно называют приконтактной).

Влияние конкретной формы тела на температуру приконтактных областей тем меньше, чем

короче период тепловыделения. Поэтому, рассчитывая температуру этих областей, можно допускать тем большую схематизацию формы тела, чем меньшее время отделяет начало процесса нагревания от момента, для которого определяется температура.

Схематизируя форму реальных тел, следует учитывать, имеет ли нагреваемый объект *пассивные граничные поверхности* — поверхности, температура которых и ее градиент в течение рассматриваемого времени теплового процесса меняются столь незначительно по сравнению с начальными, что практически не влияют на температуру интересующей нас области тела. В связи с тем, что теплообмен на пассивной граничной поверхности не влияет на температуру рассматриваемой области, такая поверхность может быть при схематизации формы тела отодвинута на любое расстояние от области тела, для которой рассчитывается температура. Если это удобно для расчета, то пассивной поверхности можно условно придавать любую форму, отличающуюся от фактической. Например, опыт показывает [3, 8], что при сравнительно непродолжительном резании инструмент прогревается не целиком, а только в некотором объеме, примыкающем к области резания. Это позволяет отодвинуть удаленные граничные поверхности резца в бесконечность и рассматривать его как бесконечный клин.

Зона тепловыделения реального источника всегда имеет ограниченные размеры. Однако чем больше ограничений налагают на размеры зоны тепловыделения, тем сложнее описание температурных полей. Поэтому при схематизации в тех случаях, когда это возможно, пренебрегают ограничением зоны тепловыделения в тех или иных направлениях.

Теперь дадим несколько пояснений относительно начальных и граничных условий.

Начальные условия отвечают на вопрос о том, каково было температурное поле рассматриваемого объекта в момент времени, принятый за начало отсчета. Они описываются условием $T|_{t=0} = f_0(x, y, z)$. Как правило, температура рассматриваемых компонентов технологической системы в начальный момент времени может быть принята равной температуре окружающей среды. В этом случае удобно вести расчет в избыточных температурах (т. е. в приращениях температуры), условно считая начальную температуру равной нулю, а по окончании расчета прибавляя к результату температуру окружающей среды.

Граничными называются условия взаимодействия поверхностей рассматриваемого тела с окружающей средой или другими телами. Различают несколько разновидностей граничных условий.

При граничных условиях первого рода (ГУ1) считают известным закон распределения температур на граничных поверхностях тела в любой момент времени: $T_S = f_S(x, y, z, t)$. Если указанное распределение известно, то, решая дифференциальное уравнение теплопроводности, можно рассчитать поле температур внутри тела. Частным случаем ГУ1 является условие изотермичности поверхностей тела, т. е. $T_S = \text{const}$.

При граничных условиях второго рода (ГУ2) считают известным в любой момент времени закон распределения интенсивности тепловых потоков $q_S = f_q(x, y, z, t)$, распространяющихся через граничные поверхности рассматриваемого тела. Выполняя тепловые расчеты технологических систем, во многих случаях с достаточной для практики точностью можно пренебречь теплообменом той или иной поверхности с окружающей средой или контактирующими телами, т. е. считать ее адиабатической и принимать $q_S = 0$.

Граничные условия третьего рода (ГУ3) характеризуют закон конвективного теплообмена между рассматриваемым телом и окружающей жидкой или газообразной средой. При постоянной интенсивности (стационарное температурное поле) тепловыделение согласно закону Ньютона—Рихмана будет прямо пропорционально разности температур поверхности тела и окружающей среды:

$$q_S = \alpha_q(T_S - T_c), \qquad (152)$$

где α_q — коэффициент теплообмена, Вт/(м^2 · °С).

Условия ГУ3 могут быть использованы и при описании теплообмена между рассматриваемым телом и окружающей средой в результате лучеиспускания. В этом случае вместо закона Ньютона—Рихмана используют закон Стефана—Больцмана или применяют формулу (152) с простым суммированием коэффициентов теплообмена и лучеиспускания.

При анализе процессов резания ГУ3 обычно не используют, а принимают ГУ2 с предположением об адиабатичности граничных поверхностей. В работе [3] на основе теоретического анализа, подкрепленного непосредственными экспериментальными исследованиями, указывается, что почти во всех случаях условие адиабатичности не вносит существенных погрешностей в расчет. Справедливость этого условия возрастает с увеличением массивности заготовок и инструментов. Например, для проходных резцов среднего сечения вносимая условием адиабатичности погрешность расчета будет меньше, чем для тонких отрезных резцов. Но и для последних путем непосредственного измерения температуры в различных точках рабочей части резца установлено, что в наиболее неблагоприятном случае прорезки мелких пазов погрешность находится в пределах 4÷14 % и резко снижается при отрезке изделий. Это объясняется тем, что при прорезке мелких пазов рабо-

чая часть резца активно обдувается потоком воздуха, вызванным вращением изделия, тогда как при отрезке стружка, плотно прижимающаяся к стенкам паза, закрывает доступ воздуха к рабочей части инструмента, в связи с чем снижается коэффициент теплообмена и уменьшается эффект охлаждения.

Граничные условия четвертого рода (ГУ4) соответствуют теплообмену соприкасающихся без зазора твердых тел, когда температура в любой точке соприкосновения будет одинаковой как со стороны одного, так и со стороны другого тела, т. е. $T_{S1} = T_{S2}$.

С целью упрощения расчетов в качестве ГУ4 вместо равенства температур в каждой точке контакта часто принимают равенство средних температур на поверхности контакта или же равенство максимальных температур. ГУ4 используют при решении балансовых задач, т. е. при анализе распределения теплоты между телами, находящимися в контакте. Распределив между соприкасающимися телами теплоту, образующуюся на контактной поверхности, т. е. определив интенсивность теплового потока в каждом из тел, далее принимают контактную поверхность адиабатической и используют ГУ2.

В реальных условиях источники теплоты возникают в объемах и областях, форма и размеры которых не всегда могут быть точно обрисованы как по физическим, так и по математическим соображениям. При математическом описании процесса распространения теплоты реальные источники и стоки заменяются идеализированными, имеющими вполне определенную форму, размеры и закон распределения интенсивности. Идеализированные источники, используемые в конкретных теплофизических исследованиях, можно классифицировать по форме, времени действия, скорости движения и закону распределения интенсивности.

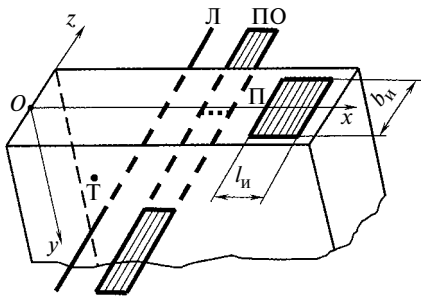


Рис. 22. Идеализированные источники теплоты:
Т — точечный, Л — линейный, ПО — полосовой, П — плоский

По форме источники могут быть точечными (рис. 22), линейными (ограниченными или неограниченными), плоскими, полосовыми (частный случай плоского источника с неограниченной протяженностью в одном направлении) и объемными.

По времени t действия источники разделяются на мгновенные ($t \to 0$), действующие в течение конечного промежутка времени ($0 < t \leqslant t_к$) и непрерывно действующие или постоянные ($t \to \infty$). Все реальные источники теплоты действуют в конечный промежуток времени, что, однако, не мешает при некоторых условиях полагать время процесса, стремящимся к бесконечности. Так, например, эксперименты показывают, что при точении конструкционных материалов с постоянным режимом тепловые потоки в зоне резания и температуры на контактных поверхностях инструмента стабилизируются в короткие промежутки времени от десятых долей до нескольких секунд [3]. Следовательно, изучая процесс точения, длительность которого превышает указанные промежутки времени, можно считать процесс стационарным (установившимся) и в математических описаниях полагать $t \to \infty$, что в ряде случаев упрощает построение теории и последующие расчеты.

Изучая кратковременные процессы, например резание абразивным или алмазным зерном при круглом шлифовании, можно рассматривать тепловой импульс как мгновенный источник теплоты, полагая $t \to 0$, что также облегчает математический анализ.

По скорости движения различают неподвижные ($v_и = 0$), движущиеся с любой, в частности медленной, скоростью ($v_и > 0$) и быстродвижущиеся источники теплоты. *Быстродвижущиеся источники теплоты* — это источники, скорость перемещения которых превышает скорость распространения теплоты в данном теле ($v_и > v_{тепл}$). Чтобы определить, является ли данный источник быстродвижущимся, следует найти безразмерный критерий Пекле

$$\mathrm{Pe} = v_и l/a, \qquad (153)$$

где l — размер перемещающегося теплового источника в направлении его движения.

При $\mathrm{Pe} \geqslant 10$ можно данный источник считать быстродвижущимся, и так как скорость перемещения такого источника превышает скорость распространения теплоты, то впереди него теплота не распространяется, а только под источником и позади него. В технологических процессах многие источники теплоты являются быстродвижущимися.

Обусловленное тепловым источником поле температур может быть нестационарным, стационарным и квазистационарным.

Нестационарным называется поле температур, изменяющееся во времени, т. е. поле температур при неустановившемся тепловом режиме: $T = f(x, y, z, t)$. В принципе, как известно, в природе нет застывших процессов, поскольку основным свойством материи является движение. Поэтому любой процесс, в том числе и процесс распространения теплоты, постоянно меняется во времени. Однако в целом ряде технологических случаев температура различных точек или участков твердого тела в течение некоторого достаточно большого промежутка времени меняется столь незначительно,

что этим изменением в практических целях можно пренебречь, положив $\partial T/\partial t = 0$ (условие установившегося теплообмена).

Итак, все тепловые процессы в технологических системах начинаются с нестационарного теплообмена. Однако значительная часть из них через некоторый промежуток времени приобретает признаки стационарного состояния и может быть с достаточной точностью охарактеризовано *стационарным полем температур*, т. е. полем, которое может меняться в пространстве, но неизменно во времени: $T = f(x, y, z)$. Достижение и поддержание стационарного температурного поля имеет большое практическое значение, поскольку при таком поле в технологических процессах стабилизируются погрешности и качество поверхности, зависящие от температур, а также улучшается стабильность работы оборудования. При этом повышаются точность и качество продукции, и, как правило, возрастает стойкость инструмента, плохо реагирующего на тепловые удары и температурные колебания.

Если источник движется, то обусловленное им температурное поле в общем случае будет нестационарным. Поэтому при анализе распространения теплоты в твердых телах от движущихся источников часто используют так называемое *квазистационарное температурное поле* ("квази" означает "как бы"). Следовательно, тут мы имеем дело с как бы стационарными температурными полями, хотя по сути они таковыми не являются. Поясним понятие "квазистационарное температурное поле" подробным примером.

Пусть по поверхности тела (рис. 23, *а*) с медленной скоростью v движется источник теплоты И. Будем следить за температурой T_A в точке A, которая в неподвижной системе координат xOy, связанной с нагреваемым телом, имеет абсциссу $x = l$. По мере того как источник И, двигаясь из исходного положения 1 справа

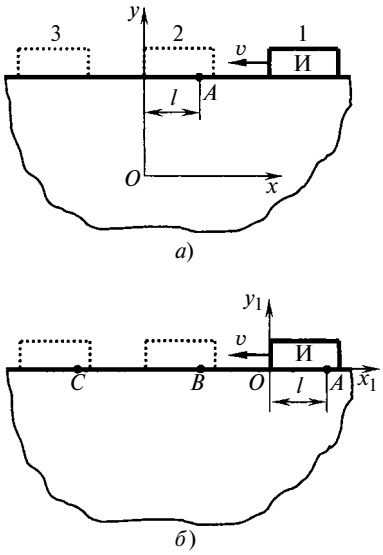


Рис. 23. Иллюстрация понятия квазистационарного поля:
а) нестационарное поле в неподвижной системе координат xOy, связанной с нагреваемым телом; *б*) квазистационарное поле в движущейся системе координат x_1Oy_1, связанной с источником

налево, будет приближаться к точке A, температура в ней будет возрастать. Во время движения источника И в положении 2 над точкой A температура в ней еще более возрастет и достигнет максимума. После того как источник И пройдет точку A и начнет удаляться в положение 3, температура T_A станет уменьшаться. Таким образом, в неподвижной системе координат xOy температура в точке A, имеющей абсциссу $x = l$, является функцией положения движущегося источника, т. е. функцией времени, и, следовательно, процесс является нестационарным, т. е. $\partial T_A/\partial t \neq 0$.

Теперь свяжем систему координат x_1Oy_1 с движущимся источником (рис. 23, *б*) и вновь рассмотрим температуру T_A в точке А, имеющей абсциссу $x_1 = l$, но уже в подвижной системе координат. По мере движения источника И точка A будет последовательно совмещаться с точками B, C и т. д. неподвижного тела. В момент совмещения каждая из этих точек тела будет иметь абсциссу $x_1 = l$ и одну и ту же температуру T_A, обусловленную одинаковым положением этих точек в рассматриваемый момент относительно источника. Следовательно, в подвижной системе координат температура точки, имеющей абсциссу $x_1 = l$, не меняется во времени, т. е. $\partial T_A/\partial t = 0$. Таким образом, температурное поле в подвижной системе координат, связанной с источником теплоты, оказывается как бы стационарным, т. е. квазистационарным. Оно, не меняясь, перемещается вместе с источником.

Удачно выбрав систему координат и применив понятие о квазистационарных полях, можно существенно облегчить анализ и математическое описание тепловых процессов в системах, содержащих движущиеся источники теплоты.

После выполнения необходимой схематизации тел и источников, участвующих в теплообмене, для каждого компонента расчетной схемы должно быть написано и с учетом конкретных условий однозначности решено дифференциальное уравнение теплопроводности. На численных методах решения, указывающих, прежде всего, на бессилие исследователя перед математическими сложностями, мы останавливаться не будем. Публикации результатов таких решений для технологов практически бесполезны, поскольку они описывают итоги расчета частной задачи, которые являются некорректными для задач с отличающимися числовыми характеристиками. Поэтому применительно к наиболее популярному в настоящее время численному методу конечных элементов ограничимся хорошим высказыванием, приведенным в учебнике [8, с. 75]: "Он в своей основе является приближенным методом интегрирования дифференциальных уравнений. Как всякие приближенные вычислительные методы он позволяет учесть больше особенностей конкретного процесса, чем при аналитическом подходе, поскольку не связан с чисто математическими трудно-

стями, возникающими при аналитических способах решения. Вместе с тем конкретность условий, для которых получен результат вычисления, делает численный анализ справедливым только для этих условий (конкретный режим, конкретная конфигурация твердого тела и т. д.). Поэтому единичный результат численного счета не позволяет непосредственно выявить обобщенные закономерности, характеризующие влияние того или иного параметра процесса на температурное поле и теплообмен в технологической подсистеме, как это можно сделать на основе формул, полученных аналитическим путем".

Существуют три метода аналитического решения дифференциальных уравнений теплопроводности: классический метод непосредственного интегрирования, метод интегральных преобразований и метод источников.

При методе непосредственного интегрирования дифференциального уравнения теплопроводности решение выполняют одним из известных способов, например разделением переменных. Сложность, а иногда и невозможность непосредственного интегрирования дифференциального уравнения теплопроводности при условиях однозначности, соответствующих тепловым процессам в технологических системах, приводит к тому, что этот метод решения в технологической теплофизике применяют сравнительно редко, главным образом для простых одномерных задач.

Методы интегральных преобразований (операционные), в частности метод Лапласа, используют при решении отдельных задач теплофизики технологических процессов. Согласно методу Лапласа отыскивается не сама интересующая нас функция, так называемый оригинал, а ее видоизмененное изображение, что облегчает интегрирование дифференциального уравнения. После решения задачи в изображениях проводится переход от изображения к оригиналу — искомой функции распределения температур. Известно, что наибольшая трудность в решении этим методом уравнения теплопроводности для разнообразных граничных условий состоит именно в нахождении оригинала по полученному изображению, что не всегда удается сделать. Кроме того, операционный метод имеет существенные преимущества перед классическим методом разделения переменных лишь при условии равномерного начального распределения температуры. Если же температура в начальный момент времени имеет неравномерное распределение и зависит от координат, то классический метод быстрее приводит к результату, чем операционный, т. е. оказывается более эффективным [9, с. 180].

В технологической теплофизике значительно чаще, чем методы непосредственного интегрирования и интегральных преобразований, применяют метод источников теплоты. Он представляет собой удобный в инженерных приложениях математический аппарат, позволяющий описывать тепловые явления в различных сложных технологических системах. С помощью метода источников можно сравнительно просто написать интеграл, удовлетворяющий дифференциальному уравнению теплопроводности и условиям однозначности; дальнейшей задачей является лишь вычисление интеграла. В этом одно из преимуществ метода источников по сравнению с другими аналитическими методами, где отыскание вида интеграла, удовлетворяющего дифференциальному уравнению теплопроводности и условиям однозначности, представляет для более или менее сложных технологических условий значительные трудности.

Исторически появление метода источников связано с именами зарубежных ученых Г. С. Карслоу и Д. К. Егера [10]. В России этот метод впервые применил и развил при решении теплофизических задач сварочных процессов академик Н. Н. Рыкалин [11, 12]. При решении теплофизических задач процессов резания этот метод получил наибольшее развитие в работах А. Н. Резникова. Физическая сущность метода источников состоит в том, что любой процесс распространения теплоты в теле можно представить как совокупность процессов выравнивания температуры от множества мгновенных элементарных источников теплоты, распределенных как в пространстве, так и во времени. Решение задач теплопроводности по этому методу в основном сводится к правильному выбору источников теплоты и их распределению.

Итак, основные положения метода источников состоят в следующем.

1. Источник или сток любой формы, движущийся или неподвижный, действующий временно или непрерывно, может быть представлен как система точечных мгновенных источников (стоков) теплоты (*принцип конструирования решений*).

2. Процесс распространения теплоты в теле ограниченных размеров может быть представлен как процесс распространения теплоты в неограниченном теле, если фактически действующие источники дополнить некоторой системой фиктивных источников или стоков теплоты (*принцип отражения источников*).

С учетом сказанного при решении тепловых задач сложные источники обычно представляют в виде той или иной системы, состоящей из мгновенных источников теплоты. Температурные характеристики материала принимают независящими от температуры. Как указано выше, это позволяет общее температурное поле, возникающее под действием источника сложной формы, получить методом суперпозиции полей, возникающих под действием каждого из мгновенных точечных источников.

Итак, дифференциальное уравнение теплопроводности (151) описывает в самом общем виде температурное поле, возникающее в твердом теле под действием внешних и внутренних источников теплоты. Общеизвестное фундаментальное решение этого уравнения, которое можно получить методом разделения переменных Фурье [13], имеет вид:

$$T_{\text{т}}(x, y, z, t) = \\ = \frac{Q}{\lambda\sqrt{a}(\sqrt{4\pi t})^3}\, \mathrm{e}^{-r^2/(4at)}, \quad (154)$$

где Q — количество теплоты, внесенной в тело источником, Дж; t — время, прошедшее от момента теплового импульса; r — расстояние от места вспышки источника с координатами $x_{\text{и}}$, $y_{\text{и}}$, $z_{\text{и}}$ до какой-либо точки тела с координатами x, y, z:

$$r = \\ = \sqrt{(x_{\text{и}} - x)^2 + (y_{\text{и}} - y)^2 + (z_{\text{и}} - z)^2}. \quad (155)$$

Математическое выражение (154) впервые получено Кельвином и описывает температурное поле, которое возникает в теле под действием мгновенного точечного источника. Это выражение получено в предположении, что источник неподвижный, действует очень короткое время и при $r \to \infty$ температура $T \to 0$. Формула Кельвина носит весьма общий характер, поскольку точечный источник не имеет конкретной конфигурации и закона распределения тепловой плотности по какой-либо оси координат.

Для того чтобы описать с помощью формулы (154) температурные поля, возникающие под действием различных конкретных источников теплоты, необходимо выполнить соответствующие интегральные переходы, например, от точечного источника к одно-, двух- или трехмерному, или от мгновенного источника к источнику, действующему непрерывно, или от мгновенного источника к движущемуся. Эти переходы, которые и представляют собой конкретное воплощение принципа конструирования решений, рассмотрим подробно.

Попутно укажем, что интегралы многих задач теплопроводности приводятся к виду, имеющему следующее представление:

$$\int_{u_1}^{u_2} \mathrm{e}^{-k^2u^2}\, \mathrm{d}u = \\ = \frac{\sqrt{\pi}}{2k}[\mathrm{erf}(ku_2) - \mathrm{erf}(ku_1)], \quad (156)$$

где $\mathrm{erf}(\chi)$ — функция, называемая *функцией ошибок Гаусса* (ее обозначение происходит от французских слов *erreur fonction* — функций ошибок); иногда ее называют интегралом ошибок или интегралом вероятности.

Значения функции $\mathrm{erf}(\chi)$ в зависимости от аргумента χ табулированы. Кроме того, функция ошибок имеет следующие свойства:

$$\mathrm{erf}(0) = 0, \quad \mathrm{erf}(\infty) = 1, \\ \mathrm{erf}(-\chi) = -\mathrm{erf}(\chi). \quad (157)$$

Фактически $\mathrm{erf}(\chi) = 1$ уже при $\chi > 2{,}7$, поскольку $\mathrm{erf}(2{,}7) = 0{,}9999$.

С учетом выражений (156) и (157) можно записать:

$$\int_0^{\infty} \mathrm{e}^{-k^2u^2}\, \mathrm{d}u = \frac{\sqrt{\pi}}{2k}, \quad (158)$$

$$\int_{-\infty}^{\infty} \mathrm{e}^{-k^2u^2}\, \mathrm{d}u = \frac{\sqrt{\pi}}{k}. \quad (159)$$

При необходимости с достаточной для инженерных расчетов точностью функция ошибок может быть аппроксимирована выражением

$$\mathrm{erf}(\chi) \approx \sqrt{1 - \mathrm{e}^{-1{,}26\chi^2}}. \quad (160)$$

Итак, фундаментальное решение (154) описывает изменение температуры при свободном распространении во все стороны теплоты от источника, расположенного в бесконечном теле, т. е. когда нет никаких ограничений на распространение теплоты в определенных направлениях или на определенных расстояниях от источника. В реальных ограниченных телах определенной формы такие ограничения существуют, и они вносят в температурное поле, описываемое уравнением (154), определенные искажения, которые будут тем больше, чем больше ограничений на распространение теплоты наложено.

Конкретные ограничения учитывают с помощью принципа отражения источников, который позволяет описать ГУ1 и ГУ2. Для такого описания вводят систему фиктивных (обычно называемых отраженными) источников теплоты, которые оказывают на процесс ее распространения в теле такое же воздействие, как и условия теплообмена на граничных поверхностях.

Общее правило отражения состоит в том, что к основному (реальному) телу последовательно прикладывают ряд подобных ему тел с фиктивными источниками или стоками теплоты, причем каждое из последующих тел является зеркальным отражением предыдущего тела относительно плоскости их соприкосновения. Таким путем ограниченное реальное тело приводят к неограниченному с новой системой источников и стоков теплоты. После этого распределение температур в реальном теле рассчитывают по закономерностям, относящимся к соответствующей области неограниченного пространства, полученного как результат отражения с добавлением соответствующих фиктивных источников.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Вульф А. М.** Резание металлов. Л.: Машиностроение, 1973. 496 с.

2. **Лоладзе Т. Н.** Прочность и износостойкость режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1982. 320 с.

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 66-933.6

В. А. НЕМТИНОВ, д-р техн. наук, Ж. Е. ЗИМНУХОВА, канд. техн. наук (Тамбовский ГТУ),
e-mail: zimnuhova@mail.ru

Автоматизированное проектирование технологических процессов производства изделий машиностроения с учетом оценки фактора профессионального риска для обслуживающего персонала[1]

Рассмотрены вопросы оценки фактора профессионального риска для обслуживающего персонала при автоматизированном проектировании экологически безопасных процессов производства изделий машиностроения.

Ключевые слова: жизненный цикл, технологический процесс, принятие решений, степень риска, экологическая безопасность.

The questions of estimation of the occupational risk factor for the maintenance staff at computer-aided design of ecologically safe production processes of engineering products are considered.

Keywords: life cycle, processing, decision making, degree of risk, environmental safety.

Оценка риска — процесс, учитывающий вид и степень потенциального воздействия на окружающую среду и здоровье людей в результате воздействия химикатов, материалов или методов производства работ. Хотя формально оценка риска необязательна, при оценке экологической безопасности технологических процессов (ТП), она может содействовать оптимизации технологии, приемов работ и используемых материалов, помочь создать более здоровые условия для работников, населения и окружающей среды.

Одним из направлений интенсификации развития машиностроения является использование информационных технологий на всех этапах жизненного цикла выпускаемых изделий (ЖЦИ). Одним из средств повышения эффективности труда конструктора и технолога, особенно на заключительных этапах проектирования, является автоматизированная информационная система поддержки принятия решений (АИС ППР).

Разработанная авторами интеллектуальная АИС ППР позволяет при реализации всех этапов технологической подготовки производства рассмотреть каждый вариант решения задачи с технологических, экологических и социально-экономических пози-

[1] Работа выполнена в рамках государственного контракта № 02.740.11.0624 Федеральной целевой программы "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009—2013 годы".

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 65)

3. **Резников А. Н.** Теплофизика резания. М.: Машиностроение, 1969. 288 с.

4. **Рыжкин А. А.** Теплофизические процессы при изнашивании инструментальных режущих материалов. Ростов н/Д.: ДГТУ, 2005. 311 с.

5. **Силин С. С.** Метод подобия при резании материалов. М.: Машиностроение, 1979. 152 с.

6. **Талантов Н. В.** Физические основы процесса резания, изнашивания и разрушения инструмента. М.: Машиностроение, 1992. 240 с.

7. **Тепловые** явления и обрабатываемость резанием авиационных материалов / А. И. Белоусов, П. И. Бобрик, А. З. Рахман-заде и др. / Тр. МАТИ. № 64. М.: Машиностроение, 1966. 179 с.

8. **Резников А. Н., Резников Л. А.** Тепловые процессы в технологических системах. М.: Машиностроение, 1990. 288 с.

9 **Лыков А. В.** Теория теплопроводности. М.: Высшая школа, 1967. 599 с.

10. **Карслоу Г. С., Егер Д. К.** Теплопроводность твердых тел. М.: Наука, 1964. 309 с.

11. **Рыкалин Н. Н.** Тепловые основы сварки. М.: АН СССР, 1947. 271 с.

12. **Рыкалин Н. Н.** Расчеты тепловых процессов при сварке. М.: Машгиз, 1951. 296 с.

13. **Щедров В. С.** Температура на скользящем контакте // Трение и износ в машинах. Сб. тр. ИМАШа. № 10. М.: АН СССР, 1955. С. 155—296.

ций, осуществить комплексную оценку всех вариантов при принятии решений и получить оптимальный вариант (или несколько близких к оптимальному вариантов) экологически безопасного ТП для реальных условий производства изделий из металлов с минимальным участием человека.

В постановке задачи одного из этапов ЖЦИ — совместного автоматизированного проектирования ТП производства изделий из металлов[2] — в качестве составляющих обобщенного критерия оптимальности были использованы: приведенные затраты на реализацию ТП производства изделий из металлов; экономический ущерб, наносимый окружающей среде выбросами газов в атмосферу; уровень профессионального риска; технологичность и экологическая безопасность ТП.

Цель оценки безопасности производств по видам продукции ($R_{в.п}$) состоит в анализе структуры риска с точки зрения выявления наиболее вредных и опасных технологических переделов и операций. Возможность количественной оценки данного фактора поможет при оценке конкурентоспособности и экспортных возможностей производимой продукции. Предлагаемые решения будут особенно актуальны, если забота о здоровье нации действительно станет приоритетным направлением деятельности властных структур и устремлений общества. Особенности расчета уровня профессионального риска при оценке безопасности производств по видам выпускаемой продукции рассмотрим ниже.

Цель оценки безопасности предприятия $R_{пр}$ состоит в создании механизма, исключающего из числа действующих производственные объекты, создающие чрезмерную опасность для жизни и здоровья работающих. При оценке уровня безопасности предприятия полученное расчетное значение $R_{пр}$ сравнивается с отраслевым показателем $R_{отр}$. Если уровень опасности объекта выше отраслевого ($R_{пр} > R_{отр}$), то предприятие не должно быть сертифицировано на соответствие требованиям охраны труда, поскольку это означает, что принципиально возможна организация аналогичного производства с меньшим риском для жизни и здоровья работающих.

Первоначально было принято, что уровень опасности производств $R_{о.п}$ ($R_{в.п}$, $R_{пр}$) характеризуется интегральным показателем профессионального риска, рассчитываемого по формуле:

$$R_{о.п} = K_{тр.лет} \cdot 365 + K_{тр} \cdot 0{,}1 \cdot K_{т} + \sum_j K_{п.з\,j} Y_{п.з\,j} + \sum_i K_{скр\,i} Y_{скр\,i}, \quad (1)$$

где $K_{тр.лет}$, $K_{тр}$, $K_{п.з\,j}$, $K_{скр\,i}$ — частоты травматизма соответственно с летальным исходом, утратой трудоспособности на один день и более, в случае профессиональных заболеваний с установленной группой инвалидности j (j = 3, 2, 1), при работе с классом вредности труда i (i = 3.1, 3.2, 3.3, 3.4 и 4); $K_{т}$ — коэффициент тяжести травматизма; $Y_{п.з\,j}$ — ущерб, причиненный здоровью в случае фиксирования профессионального заболевания с установленной группой инвалидности j (принимается $Y_{п.з}$ = 47,5 суток за год, для j = 3, $Y_{п.з}$ = 87,6 для j = 2 и $Y_{п.з}$ = 116,8 для j = 1); $Y_{скр\,i}$ — ущерб, причиненный здоровью работой с классом вредности i, принимаемой по табл. 1.

На основании данного показателя выполнена оценка безопасности производства открытого акционерного общества "Завод подшипников скольжения" (ОАО "ЗПС", г. Тамбов). Выбор этого предприятия обоснован следующими соображениями. Во-первых, уровень профессионального риска в машиностроении близок к уровню риска в производственной сфере России в целом, поэтому результаты анализа позволят получить некоторую усредненную картину. Во-вторых, характерные для машиностроения вредные и опасные факторы являются типичными для многих производств. В-третьих, особенностью организации производственного процесса на предприятиях машиностроения является то, что производство основных видов изделий базируется на единых заготовительно-вспомогательных переделах, что позволяет рассмотреть наиболее общий вид организации производства.

Основные виды производства в ОАО "ЗПС" — производство вкладышей, поршневых пальцев, гильзоцилиндров, товаров народного потребления; инструментальное производство.

Для анализа взяты данные по профзаболеваниям, травматизму, степени их тяжести и условиям труда работающих за три последовательных календарных года, в течение которых соблюдались следующие условия: коэффициент загрузки оборудования во всех производствах был близок к единице, все производства имели нормативную численность работающих. Класс вредности условий труда работающих установлен в соответствии с руководством

Таблица 1

Ущерб, причиненный здоровью при работе во вредных условиях труда

Класс вредности	Ущерб здоровью $Y_{скр}$, сутки за год
3.1	3,75
3.2	8,75
3.3	18,75
3.4	50,0
4	75,0

[2] **Немтинов В. А., Зимнухова Ж. Е.** О подходе к построению автоматизированной информационной системы поддержки принятия решений для проектирования процессов производства изделий из металлов // Информационные технологии. 2008. № 9. С. 29—34.

Таблица 2

Оценки риска травматизма с летальным исходом и профессиональной заболеваемостью ОАО "ЗПС"

Вид риска	Частота, 10^4	Ущерб	Риск $R_{нут}$
		сутки за год	
Травматизм с летальным исходом $R_{тр.лет}$	0,5	365,0	0,018
Профессиональная заболеваемость $R_{п.з}$	1,0	47,5	0,005

Таблица 3

Исходные данные для количественной оценки уровня профессионального риска в заготовительно-вспомогательных производствах (на работающего в год)

Производство	$K_{тр}$, 10^4	$K_т$, дни	$K_{скр\,i}$, для класса вредности			
			3.1	3.2	3.3	3.4
Кузнечное	610,0	19,8	0,080	0,280	—	—
Литейное	60,0	10,0	0,170	0,110	—	0,022
ХЛШ	220,0	19,3	0,060	0,180	—	—
Термообработка	40,0	13,0	0,370	0,030	—	—
Гальваника	40,0	9,0	0,160	0,020	0,024	—
Лакокраска	—	—	0,440	—	—	—

Р 2.2.013—94 на основании карт аттестации рабочих мест.

Производство основных видов изделий базируется на едином по акционерному обществу заготовительно-вспомогательном производстве, включающем следующие технологические переделы: горячую ковку (кузнечное производство); все виды литья (литейное производство); холодно-листовую штамповку (ХЛШ); термообработку; различные виды гальванохимических покрытий (гальваника); лакокрасочные покрытия (лакокраски).

Одна из особенностей расчета интегрального показателя профессионального риска при оценке безопасности производств по видам выпускаемой продукции состоит в том, что такие составляющие профессионального риска, как травмы с летальным исходом и впервые фиксируемые профессиональные заболевания, даже на крупных предприятиях являются событиями редкими. Поэтому правомерно оценивать данные слагаемые риска в целом по предприятию и включать их в виде постоянных слагаемых при расчете интегрального показателя профессионального риска производства соответствующего вида продукции или технологического передела. Указанные составляющие профессионального риска по АО "ЗПС" приведены в табл. 2.

В соответствии с зависимостью (1) выполнена оценка уровня профессионального риска в заготовительно-вспомогательных производствах. Исходные данные для расчета приведены в табл. 3, результаты расчета — в табл. 4 и 5.

С учетом долей φ_{mk} (табл. 6) каждого из технологических переделов в производстве того или иного вида основной продукции выполнена оценка уровня профессионального риска работающих, занятых на заготовительно-вспомогательных технологических переделах, обеспечивающих производ-

Таблица 4

Оценки уровней риска ущерба, причиненного здоровью, при неблагоприятных условиях труда в заготовительно-вспомогательных производствах

Производство	Класс вредности	Ущерб, сутки за год	Частота	Риск $R_{нут}$, сутки за год
Кузнечное	3.1	3,75	0,080	0,300
	3.2	8,75	0,280	2,450
	3.3	18,75	—	—
	3.4	50,00	—	—
				Итого 2,750
Литейное	3.1	3,75	0,171	0,641
	3.2	8,75	0,106	0,928
	3.3	18,75	—	—
	3.4	50,00	0,022	1,100
				Итого 2,669
ХЛШ	3.1	3,75	0,060	0,225
	3.2	8,75	0,180	1,575
	3.3	18,75	—	—
	3.4	50,00	—	—
				Итого 1,800
Термообработка	3.1	3,75	0,370	1,388
	3.2	8,75	0,030	0,263
	3.3	18,75	—	—
	3.4	50,00	—	—
				Итого 1,651
Гальваника	3.1	3,75	0,160	0,600
	3.2	8,75	0,015	0,131
	3.3	18,75	0,024	0,450
	3.4	50,00	—	—
				Итого 1,181
Лакокраска	3.1	3,75	0,440	1,650
	3.2	8,75	—	—
	3.3	18,75	—	—
	3.4	50,00	—	—
				Итого 1,650

Таблица 5

Уровни профессионального риска в заготовительно-вспомогательных производствах

Производство	$R_{тр.лет}$	$R_{тр}$	$R_{п.з}$	$R_{нут}$	$R_{всп}$
	сутки за год				
Кузнечное	0,018	0,121	0,005	2,750	2,894
Литейное	0,018	0,006	0,005	2,669	2,698
ХЛШ	0,018	0,042	0,005	1,800	1,865
Термообработка	0,018	0,005	0,005	1,651	1,679
Гальваника	0,018	0,004	0,005	1,181	1,208
Лакокраска	0,018	—	0,005	1,650	1,673

ство основных видов продукции R_m (табл. 7). Расчет выполнен по зависимости:

$$R_m = \sum_m \sum_k R_k \varphi_{mk}, \qquad (2)$$

где R_k — уровни профессионального риска k-го вида заготовительно-вспомогательных производств, $k = 1, ..., 6$ (см. табл. 5); m — число основных производств, использующих их продукцию, $m = 1, 2, 3$.

В соответствии с зависимостью (1) выполнена оценка уровня профессионального риска в основных производствах. Особенность его расчета состоит в определении частот составляющих интегрального показателя риска: травматизма с летальным исходом (в рассматриваемом случае не требуется), травматизма с потерей трудоспособности на один день и более, профессиональной заболеваемости (в рассматриваемом случае не требуется), работы при соответствующих классах вредности труда. Они складываются из неблагоприятных событий как в основном, так и во вспомогательном производствах, и в общем случае рассчитываются по формуле:

$$\psi_{\text{н.с}\ mr} = \frac{n_{\text{н.с}\ m} \sum_k n_{\text{н.с}\ k} \varphi_{mk}}{N_m + \sum_k N_k \varphi_{mk}}, \qquad (3)$$

где $\psi_{\text{н.с}\ mr}$ — частота неблагоприятного события r-го типа ($r = 1$ — травматизм с летальным исходом; $r = 2$ — травматизм с потерей трудоспособности на один день и более; $r = 3$ — профессиональная заболеваемость; $r = 4$ — работа при соответствующих классах вредности) для m-го вида основного производства; $n_{\text{н.с}\ m}$, $n_{\text{н.с}\ k}$ — число неблагоприятных событий r-го типа для m-го вида основного производства и k-го вида вспомогательного производства соответственно; N_m и N_k — численность работающих, занятых в m-м виде основного производства и k-м виде вспомогательного производства соответственно.

Полученные таким образом исходные данные для расчета приведены в табл. 8, результаты расчета — в табл. 9 и 10.

Таблица 6

Значения φ_{mk}

Производство	Вкладыши, $m = 1$	Поршневые пальцы, $m = 2$	Гильзоцилиндры, $m = 3$
Кузнечное, $k = 1$	0,0	0,0	0,0
Литейное, $k = 2$	0,0	0,0	1,0
ХЛШ, $k = 3$	1,0	0,0	0,0
Термообработка, $k = 4$	0,0	1,0	0,0
Гальваника, $k = 5$	1,0	0,0	0,0
Лакокраска, $k = 6$	0,50	0,30	0,20

Таблица 7

Уровень профессионального риска работающих на заготовительно-вспомогательных технологических переделах

Производство (по виду продукции)	R_m, сутки за год
Вкладыши	3,806
Поршневые пальцы	2,146
Гильзоцилиндры	2,999

Таблица 8

Исходные данные для оценки уровня профессионального риска в основных производствах

Производство (по виду продукции)	$K_{\text{тр}}$, 10^4	$K_{\text{т}}$, дни	$K_{\text{скр}i}$ для класса вредности			
			3.1	3.2	3.3	3.4
Вкладыши	170,0	25,8	0,200	0,082	0,005	0,002
Поршневые пальцы	100,0	24,6	0,150	0,060	0,005	0,001
Гильзоцилиндры	80,0	8,7	0,120	0,015	0,003	0,001
Инструментальное	50,0	13,4	0,125	0,045	0,004	0,002
ОАО "ЭПС"	75,0	23,1	0,080	0,015	0,002	0,001

Таблица 9

Уровни риска ущерба, причиненного здоровью при работе в неблагоприятных условиях труда, в основных производствах

Производство (по виду продукции)	Класс вредности	Ущерб, сутки за год	Частота	Риск $R_{\text{нут}}$, сутки за год
Вкладыши	3.1	3,75	0,200	0,750
	3.2	8,75	0,082	0,717
	3.3	18,75	0,005	0,094
	3.4	50,00	0,002	0,100
				Итого 1,661
Поршневые пальцы	3.1	3,75	0,150	0,562
	3.2	8,75	0,060	0,525
	3.3	18,75	0,005	0,094
	3.4	50,00	0,001	0,050
				Итого 1,231
Гильзоцилиндры	3.1	3,75	0,120	0,450
	3.2	8,75	0,015	0,131
	3.3	18,75	0,003	0,056
	3.4	50,00	0,001	0,050
				Итого 0,687
Инструментальное	3.1	3,75	0,125	0,469
	3.2	8,75	0,045	0,394
	3.3	18,75	0,004	0,075
	3.4	50,00	0,002	0,100
				Итого 1,038
ОАО "ЗПС"	3.1	3,75	0,080	0,300
	3.2	8,75	0,015	0,131
	3.3	18,75	0,002	0,019
	3.4	50,00	0,001	0,050
				Итого 0,500

Полученные результаты свидетельствуют, что, во-первых, интегральный показатель профессионального риска по ОАО "ЗПС" почти в 2 раза ниже, чем по отрасли в целом (табл. 11), т. е. $R_{пр} < R_{отр}$, и при выполнении других установленных требований акционерное общество может быть сертифицировано на соответствие требованиям безопасности. Во-вторых, результаты показывают, что наибольший риск здоровью работающих приходится на заготовительно-вспомогательные производства, обеспечивающие производства вкладышей и гильзоцилиндров (см. табл. 7). Предложенный инструментарий позволяет количественно выразить общеизвестный факт, что чем совершеннее технология, тем лучше условия труда и соответственно ниже уровень риска для здоровья работающих (см. табл. 10). В-третьих, даже для крупных предприятий (с численностью работающих в несколько тысяч человек) травмы с летальным исходом и профессиональные заболевания являются крайне редкими событиями, а свыше 95 % риска скрытого ущерба здоровью (см. табл. 5 и 10) обусловлены воздействием неблагоприятных условий труда. Поэтому на практике для характеристики безопасности продукции и предприятий правомерно оперировать показателем риска скрытого ущерба здоровью, и лишь для сверхкрупных компаний (с численностью работающих в несколько десятков тысяч человек) целесообразно и корректно использовать интегральный показатель профессионального риска.

Таким образом, предложенный авторами подход к оценке фактора профессионального риска для обслуживающего персонала на этапе технологической подготовки машиностроительного производства с помощью системы поддержки принятия решений позволяет найти оптимальный вариант совокупности технологических процессов с учетом особенностей организации труда на производстве.

Таблица 10

Уровни профессионального риска в основных производствах

Производство (по виду продукции)	$R_{тр.лет}$	$R_{тр}$	$R_{п.з}$	$R_{нут}$	$R_{в.п}$
	сутки за год				
Вкладыши	0,018	0,044	0,005	1,661	1,728
Поршневые пальцы	0,018	0,025	0,005	1,231	1,279
Гильзоцилиндры	0,018	0,007	0,005	0,687	0,717
Инструментальное	0,018	0,007	0,005	1,038	1,068
ОАО "ЗПС"	0,018	0,017	0,005	0,500	0,540

Таблица 11

Уровень интегрального профессионального риска для некоторых отраслей производства России

Отрасль	$R_{отр}$, сутки за год
Производственная сфера в целом	0,94
Угольная промышленность	2,21
Сельское хозяйство	1,71
Цветная металлургия	1,39
Машиностроение и металлообработка	0,96
Легкая промышленность	0,75
Строительство	0,47
Связь	0,16

Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присылать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14 кегль, расстояние между строк 1,5).

К статье прилагаются:

1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к Государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995 г., и может быть опубликована в открытой печати;

2) аннотация (1—3 предложения) и ключевые слова;

3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы.

Предоставляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;

2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

Минимальный срок со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований 4 месяца (обусловлен технологическим процессом).

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

ЭКСПОЦЕНТР

Выставка "Фотоника. Мир лазеров и оптики–2010"

С 19 по 22 апреля на территории ЦВК "Экспоцентр" проходила пятая международная специализированная выставка оптической, лазерной и оптоэлектронной техники. Выставка была организована при поддержке Министерства промышленности и торговли РФ, под патронатом Торгово-промышленной палаты РФ и Правительства Москвы.

На стендах компаний были представлены образцы высокоинтеллектуальных разработок пятого и шестого технологических поколений: лазерные источники излучения и комплектующие; оптические элементы, узлы и системы; лазерное оборудование для резки, сварки, маркировки и других технологий обработки материалов; лазерно-оптическая контрольно-измерительная аппаратура; оптоэлектроника, нанофотоника; оптические системы регистрации, хранения, обработки и передачи информации и многое другое оборудование. Приведем краткое описание некоторых экспонатов.

Лазерный центр (г. Санкт-Петербург) демонстрировал на выставке лазерные технологические установки для резки и маркировки различных материалов.

Лазерную технологическую установку мод. RX-50C, представляющую собой новое поколение систем прецизионной обработки материалов на базе малогабаритных волоконных лазеров. Установка осуществляет сверхточную резку любых непрозрачных материалов толщиной 0,05÷0,8 мм. Прецизионная точность и высокое качество резки обеспечиваются волоконным лазером в совокупности с примененными оригинальными техническими решениями. Поле обработки 210 × 210 мм; точность позиционирования 10 мкм; длина волны лазерного излучения 1,06 мкм; средняя мощность лазера 50 Вт. Ресурс лазера 30 000 ч. Габаритные размеры установки 680 × 680 × 700 мм, масса 60 кг. Скорость резки меди толщиной 0,3 мм — 5 мм/с, латуни толщиной 0,5 мм — 5 мм/с, коррозионно-стойкой стали толщиной 0,5 мм — 5 мм/с.

Прецизионный лазерный маркирующий комплекс на базе Nd-YAG лазера, который может быть интегрирован в технологическую линию для работы в автоматическом режиме. Комплекс оснащен программным устройством "Sin Mark™", обеспечивающим подготовку программ маркировки, управление оборудованием в процессе маркировки, запуск тестов при наладке. Поле обработки лазерного маркирующего комплекса при наличии сменных объектов 50 × 50 и 100 × 100 мм; регулируемая скорость перемещения луча до 2,5 м/с; типы выводимых изображений — контурные и растровые, текстовые, графические и штрих-код; размер знаков 0,3÷100 мм; маркируемые материалы — металлы и сплавы, окрашенные и покрытые металлические поверхности, резина, пластмасса, полупроводники, фольга и т. п. Питающее напряжение комплекса 380 В, мощность 5 кВт. Скорость маркировки: пластмассы 150÷200 мм/с, стали 30÷50 мм/с, латуни 20÷30 мм/с, анодированного алюминия 150÷200 мм/с. Мощность лазера 16 Вт. Осуществляется маркировка деталей инструментального производства, подшипников, изделий из пластмасс и т. п.

ООО Лаборатории АМФОРА (г. Москва) предложило потребителям гамма-координатно-измерительные машины с горизонтальными перемещениями от 100 × 100 до 300 × 300 мм и вертикальным ходом 1÷100 мм, с пространственным разрешением по всем осям 1 нм и результирующей точностью 5 нм. Как пример приведем краткое описание *машины мод. КИМ-300 Нано* для измерения геометрии и исследования поверхностей относительно крупных деталей и образцов с нанометровой результирующей точностью по координатам X и Y — 5 нм, по координате Z — 10 нм. Разрешение дифференциального датчика касания 10 нм, его максимальная скорость перемещения 20 м/с.

Компания "Технол" (г. Москва) показала на выставке новое поколение компактных лазерных установок, в том числе *лазерно-штамповочный комплекс мод. TRU MATIC-240L* с раскройным полем 1 × 2 м и *установку для лазерного раскроя листового материала* с полем обработки 1,5 × 3 м. Современное программное обеспечение для подготовки управляющих программ позволяет быстро рассчитать стоимость заказа, расход необходимого материала

и сроки изготовления. Преимущества использования комплекса состоят в возможности проведения таких операций, как перфорация листового материала, маркировка, вытяжка, получение фасонных отверстий и т. п. в сочетании с лазерной резкой. Толщина обрабатываемых материалов: конструкционной стали 0,3÷12 мм; коррозионно-стойкой стали до 5 мм; алюминиевых сплавов до 3 мм. Высокое качество лазерной резки позволяет использовать полученные детали без последующей механической обработки и без необходимости дополнительной зачистки под сварку.

Компания Laser-Components (г. Москва) демонстрировала на выставке лазерное оборудование:

компактную лазерную станцию мод. Workstation BASIS для быстрой и эффективной маркировки отдельных деталей и небольших партий изделий. Рабочее поле размерами 320 × 290 мм закрывается защитным кожухом с ручным управлением. Станция имеет встроенную подсветку, узел управления передвижением по координате *Z* электроприводом и два пилотных лазера системы Focus-Finder. Используя встроенное ручное или программное управление, можно маркировать изделия высотой до 120 мм. Питающее напряжение станции 220 В, потребляемая мощность 50 Вт. Она качественно работает при температуре +15÷35 °С и влажности до 85 % без конденсата. Габаритные размеры станции 790 × 440 × 535 мм, масса 32 кг. Дополнительно она может быть оснащена патроном вращения, вытяжным устройством и приспособлением для закрепления к рабочему месту;

станцию мод. Workstation COMFORT с большим рабочим пространством. Платформа с Т-образными пазами имеет размеры 600 × 400 мм. В зависимости от применяемой лазерной системы и используемого фокусирующего объектива максимальное поле маркировки может достигать 180 × 180 мм. Электропривод *Z*-координаты обеспечивает работу с изделиями различной высоты. Функция предварительного обзора с помощью пилотного лазера способствует точному и быстрому позиционированию объекта маркировки в плоскости *X—Y*. Станция выполнена по стандартам 1-го класса лазерной защиты и соответствует самым современным требованиям по технике безопасности. Длина волны лазера Nd: YAG 1064 нм. Питающее напряжение станции 220 В, потребляемая мощность 400 Вт, охлаждение — воздушное. Работает станция при температуре +15÷+35 °С, влажности до 85 % без конденсата. Ее габаритные размеры 900 × 760 × 690 мм, масса 50 кг.

Компания "Лазер-компакт" (г. Москва) предложила потребителям:

импульсные лазеры для масс-спектрометрии, неразрушающего контроля, контрольно-измерительные приборы, лазеры для научных исследований и микронанотехнологии;

непрерывные лазеры для научных исследований, спектроскопии и световых шоу;

одночастотные лазеры с длиной когерентности >50 м для спектроскопии, лазерных микроскопов и сканеров, голографии, интерферометрии и научных исследований;

компактные лазерные модули/системы для настройки и позиционирования различного оборудования в промышленных условиях.

Центр лазерных технологий (г. Санкт-Петербург) предложил свои разработки: платформы плоттерного типа для гравировки и резки, а также лазерные маркирующие комплексы и системы.

Лазерный маркирующий комплекс мод. VLS 2.30 на базе CO_2-лазера. Это компактная, экономичная, производительная установка для маркировки изделий из дерева и различных видов пластика. Предназначена для нанесения изображения и текстов на поверхности различных предметов размерами 406 × 305 мм.

Лазерный маркирующий комплекс DMARK PL на базе твердотельного лазера с диодной накачкой — компактную, экономичную производительную установку для маркировки и гравировки металлов и пластиков. Размеры зоны обработки до 180 × 180 мм, размер знаков 0,3÷100 мм, скорость обработки 1÷7000 мм/с. Типы выводимых изображений — контурные и растровые изображения, текстовая информация. Питающее напряжение комплекса 220 В, потребляемая мощность 0,6 кВт. Габаритные размеры комплекса вместе со стойкой 670 × 300 × 590 мм, масса 51 кг.

Лазерный маркирующий комплекс "Кобра-RL" для маркировки с высокой производительностью в условиях промышленного производства изделий из неметаллов и окрашенных металлов. Комплекс может быть встроен в производственную технологическую линию. Его технические данные те же, что и предыдущего комплекса.

Твердотельный Na-YAG лазер с ламповой накачкой для маркировки, гравировки, резки, очистки поверхности. Мощность его излучения 3÷120 Вт. Длина волны излучения 1064 нм, диаметр пучка 6 мм. Лазер может дополняться модулем удвоителя частоты на базе кристаллов KTP с эффективностью преобразования излучения во вторую гармонику до 40 %.

Институт теоретической и прикладной механики им. С. А. Христиановича Сибирского отделения РАН (г. Новосибирск) разрабатывает CO_2-лазеры мощностью 1÷12 кВт, оснащенные SFUR- резонатором, который генерирует излучение высокого качества, близкое к TEM_{00}-моде. На их базе созданы автоматизированные лазерные технологические комплексы различного назначения для эксплуата-

ции в промышленном производстве на предприятиях атомной, автомобильной, машиностроительной, электротехнической и других отраслей. Состав лазерных комплексов: лазер мощностью 1,5÷12 кВт; технологический стол с рабочим полем 1,5 × 2 м и 2,5 × 6 м; манипуляторы для термообработки, сварки и других операций.

Лазерная резка деталей из листовых материалов. Обрабатываемые материалы: металлы, древесина, пластик, паронит, стекло, керамика и т. п. Изготовление деталей из листовой стали толщиной 0,1÷20 мм. Мощность лазера для резки 5 кВт, скорость резки до 0,5 м/мин.

Лазерная сварка. Технология лазерной сварки обеспечивает сварку деталей с минимальным тепловым влиянием. Применение непрерывного излучения лазера мощностью 1,5 кВт позволяет сваривать прерывистым или сплошным швом детали любой конфигурации. Эффективность лазерной сварки определяется высокой скоростью сварки, малыми затратами на единицу длины шва, высоким качеством шва, не требующего последующей обработки.

Лазерная термообработка. Технология лазерной закалки применяется преимущественно для получения самозатачивающегося инструмента, закалки гильз цилиндров дизельных двигателей (мощность лазера 1,5 кВт). Лазерная термообработка применяется также в комплексе с механической обработкой для восстановления изношенных поверхностей валков прокатных станов.

Лазерно-порошковая наплавка. Применяется для упрочнения поверхности, снижения абразивного износа, восстановления изношенных деталей, а также для изготовления режущего инструмента с режущими поверхностями высокой твердости. Технология изготовления режущего инструмента включает предварительную лазерную термическую обработку корпуса инструмента из конструкционной стали, наплавку твердого покрытия (до 10 мм), придание нужной формы режущему инструменту лазерным лучом. Твердость наплавляемого слоя 66÷72 *HRC*.

Фирма "Сканер" (г. Москва) показала на выставке новое лазерное оборудование для резки и маркировки изделий любой сложности:

комплекс "Маркер 1/20Z" для нанесения текстовых и графических изображений на плоскостные и криволинейные поверхности изделий (цилиндр, сфера и т. п.) методом лазерной маркировки (гравировки) только в результате перемещения лазерного луча и математической корректировки (программирования) его траектории без применения вращателей и других устройств позиционирования. Глубина фокусировки (перепад маркируемой поверхности) составляет до 20 мм. Размеры зоны обработки 100 × 100 мм. Скорость обработки материала более 2500 мм/с. Мощность лазера 20 Вт, его охлаждение — автономное воздушное,потребляемая мощность 0,8 кВт, ресурс лазера более 30 000 ч, программное обеспечение "Scan Vizor";

установку "СКИФ" для резки листового проката всех марок сталей, титановых, медных и алюминиевых сплавов, позволяющую производить раскрой углеродистых и коррозионно-стойких сталей со скоростью 6 м/мин с хорошим качеством реза, а также раскрой сплавов цветных металлов различной толщины. Средняя выходная мощность установки 1,5 кВт. Режим работы — непрерывный/импульсный. Размеры зоны обработки 3000 × 1500 мм, точность позиционирования и обработки ±0,1 мм. Скорость холостого хода режущей головки 12 м/мин.

Научно-техническое объединение "ИРЭ-Полюс" (г. Фрязино, Московской обл.) демонстрировало лазеры различного назначения.

Импульсный волоконный лазер мод. YLPM-1-A4-20-20, обеспечивающий импульсное излучение со средней мощностью 20 Вт. Длительность импульсов задается оператором из следующего набора: 4, 8, 14, 20, 30, 50, 100, 200 нс. Рабочие частоты модуляции лежат в диапазоне 1,6÷1 МГц. Излучение лазера выводится через оптический волоконный кабель длиной до 2 м. Выходной коллиматор снабжен оптическим изолятором, обеспечивающим защиту от обратного отражения. Центральная линия генерации лежит в диапазоне 1060÷1070 нм. Режим работы лазера — импульсный, максимальная пиковая мощность до 15 кВт, диаметр выходного пучка 6÷9 мм. Питающее напряжение лазерной установки 24 В, она работает при температуре окружающей среды 0÷+45 °С. Ее охлаждение — воздушное, габаритные размеры модуля 233 × 59 × 292 мм. Область применения прибора — лазерная маркировка и гравировка, прецизионная резка, микрообработка, лазерное фрезерование.

Непрерывный тулиевый лазер мод. ТЛМ-30 для удовлетворения возросшей потребности в высокомощных компактных одномодовых источниках излучения в спектральном диапазоне 1800 × 2100 нм в таких областях применения, как обработка различных материалов. Лазер легко встраивается в различные комплексы и системы и работает в непрерывном режиме. Излучение может быть промодулировано с частотой до 3 кГц. Центральная линия генерации выбирается из диапазона 1,8÷2,1 мкм. Мощность лазера 350 Вт. Работает лазер при температуре окружающей среды 0÷+40 °С. Его габаритные размеры 215 × 95 × 286 мм, масса 10 кг.

ООО "ОКБ "Булат" (г. Москва) предложило потребителям лазерное оборудование:

лазерный технологический комплекс мод. HTS-300P для лазерной обработки крупногабаритных деталей: контурной резки, сварки, наплавки, гравировки, прошивки отверстий и термообработки. Особенность комплекса состоит в перемещении излучате-

ля относительно неподвижной обрабатываемой детали, размещенной на подъемнике. Это позволяет обрабатывать тяжелые крупногабаритные детали и заготовки, вырезать отверстия в готовых изделиях. Энергия импульса излучения комплекса не менее 60 Дж. Длительность импульса излучения 0,2÷20 мс. Средняя мощность излучения 300 Вт, пиковая мощность излучения 10 кВт, диаметр сфокусированного пучка 0,3÷2 мм. Питающее напряжение комплекса 380/220 В. Его габаритные размеры 1215 × 720 × 1200 мм, масса 160 кг;

лазерную технологическую установку мод. LRS-200 для выполнения прецизионной лазерной сварки, наплавки и поверхностного термоупрочнения. Можно производить сварку и наплавку как конструкционных сталей, так и цветных металлов и сплавов. Работы могут выполняться на малогабаритных (10 × 10 × 10 мм) и крупногабаритных (300 × 200 × 600 мм) деталях и узлах массой до 100 кг. Режим работы лазера — импульсно-периодический, длительность импульса излучения 0,2÷20 мс, частота следования импульсов излучения 0,5÷20 Гц. Средняя мощность излучения до 200 Вт, пиковая мощность излучения 8 кВт. Диаметр сфокусированного пучка 0,3÷2 мм. Габаритные размеры лазерной установки 450 × 850 × 1100 м, ее масса 180 кг. Дополнительно установка может быть оснащена: сменными объективами, системой видеонаблюдения, наплавочными материалами, поворотной призмой оптического канала, волоконной системой доставки излучения, перископической насадкой;

лазер мод. HTF-150 с волоконной доставкой излучения, предназначенный для работы в составе технологических установок, выполняющих операции по прецизионной сварке металлов, наплавке и поверхностной термообработке. Энергия импульса излучения до 60 Дж, длительность излучения 0,2÷20 мс, частота повторения импульсов излучения 0,5÷100 Гц при средней мощности излучения до 150 Вт. Диаметр оптоволоконного кабеля 600 мкм. Размер пятна в плоскости фокуса 0,35÷2 мм. Мощность, потребляемая установкой, 6 кВт, питающее напряжение 380 В. Ее габаритные размеры 520 × 750 × 790 мм, масса 80 кг.

Научный центр волоконной оптики РАН (г. Москва) предложил потребителям оригинальную разработку — *волоконно-оптический зондовый термометр* для локального прецизионного измерения температуры различных объектов в специальных условиях, ограничивающих возможность применения других способов измерения, т. е. при наличии сильных электромагнитных помех в зоне измерения или по пути передачи сигнала от датчика (в рабочем пространстве индукционных и СВЧ-нагревателей, в трудноэкранируемых пространствах под обшивкой и на поверхности летательных аппаратов и т. п.); при особых требованиях к материалам датчика, малым габаритам сенсорного элемента, условиям обеспечения стерильности, к электроизоляционным свойствам, пожаробезопасности (химические производства, хранение ГСМ, взрывоопасные технологические процессы). Принцип действия прибора основан на прецизионной регистрации спектрального смещения резонансной длины волны волоконной брэгговской решетки (ВБР), созданной в сердцевине волоконного световода (ВБР-датчик). Соответствующая математическая обработка этого спектрального смещения с учетом калибровки дает исчерпывающую информацию об измеряемой температуре. Диапазон измеряемых температур 0÷100 °С, точность измерения ±0,1 °С. Принцип измерения — спектральный, тип световодов — одномодовый. Минимальные: размер зонда 0,08÷0,5 мм, спектральная ширина ВБР-датчика 0,3 мм. Потребляемая мощность <10 Вт. Габаритные размеры термометра 200 × 300 × 90 мм, масса 2 кг.

На выставке были организованы научно-практическая конференция "Фотоника — инновационный потенциал" и круглые столы по наиболее актуальным проблемам лазерно-оптической отрасли. В рамках конференции работали секции: лазерные технологии трехмерной обработки и полировки металлов; светотехника на базе светоизлучающих диодов; нанотехнологии и фотоника — взаимная необходимость и т. п.

А. Н. ИВАНОВ,
член-корр. АПК

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

Профессор М. М. Хрущов — выдающийся триболог и машиновед

Михаил Михайлович Хрущов родился 30 декабря 1890 г. в Петербурге. В 1909 г. он поступил в Императорское техническое училище (МВТУ), где познакомился с будущим академиком Е. А. Чудаковым. На старших курсах М. М. Хрущов и Е. А. Чудаков совместно работали в аэродинамической лаборатории Н. Е. Жуковского. Окончил училище в 1916 г. по специальности инженера-механика. К этому времени двигатели внутреннего сгорания (моторы) стали промышленными изделиями, и свои исследования в качестве триболога М. М. Хрущов начал в 1925 г., работая в НАМИ-НАТИ. С 1930 г. Михаил Михайлович руководил технологическим отделом НАТИ. В 1935 г. вскоре после появления в АН СССР Отделения технических наук встал вопрос об организации в рамках Академии научно-исследовательского института машиностроительного профиля. С этой целью была создана Комиссия машиноведения, председателем которой стал академик Е. А. Чудаков, а ученым секретарем М. М. Хрущов. В 1938 г. был создан Институт машиноведения (ИМАШ), одной из ведущих тем которого стали трибологические проблемы в технике. В 1940 г. М. М. Хрущов перешел из НАТИ в ИМАШ, где организовал и возглавил Отдел трения и износа, а позднее — лабораторию по износостойкости материалов, которой руководил более 30 лет. В тяжелые для страны годы (с 1941 по 1947 гг.) М. М. Хрущов был заместителем директора ИМАШа (освобожден по собственному желанию в связи с болезнью).

В стране и за рубежом признаны классическими труды М. М. Хрущова, относящиеся к наиболее распространенному виду изнашивания — абразивному. Многолетние исследования этой проблемы изложены в фундаментальных монографиях (совместно с М. А. Бабичевым) "Исследование изнашивания металлов" (1960 г.) и "Абразивное изнашивание" (1970 г.).

Михаил Михайлович много сил отдал разработке высокоточных и универсальных способов и приборов для измерения износа. Признание и широкое применение получил предложенный им метод вырезанных лунок. В соавторстве с Е. С. Берковичем была создана гамма приборов для практического применения этого метода. Результаты исследований изложены в монографиях "Точное определение износа деталей машин" (1953 г.) и "Определение износа деталей машин методом искусственных баз" (1959 г.).

Под руководством М. М. Хрущова в лаборатории износостойкости ИМАШа были выполнены работы, получившие широкую известность: метод исследования температурной стойкости смазочных материалов (ГОСТ 23.221—84) (монографии Р. М. Матвеевского); изучение трения и адгезионного взаимодействия при высоких температурах (монографии А. П. Семенова); разработка нового метода оценки истирающей способности поверхности (монография Л. Ю. Пружанского).

Большой заслугой М. М. Хрущова является развитие в Советском Союзе исследований материалов методом измерения микротвердости. В 1943 г. был создан оригинальный прибор для измерения микротвердости, за разработку которого М. М. Хрущов, Е. С. Беркович и А. Н. Брунов были удостоены Государственной премии СССР (1947 г.). На основе этого прибора в 1945 г. был осуществлен промышленный выпуск микротвердометров ПМТ-3 —первых в мире приборов этого типа.

М. М. Хрущов много времени уделял подготовке и воспитанию молодых ученых. Под его руководством были подготовлены и защищены 30 кандидатских и 10 докторских диссертаций. Он успешно сочетал творческую деятельность с огромной научно-организаторской работой: был организатором трех Всесоюзных конференций по трению и износу в машинах (1940, 1949, 1958 гг.), где выступал с программными докладами. С 1940 г. в течение более 30 лет бессменно руководил постоянно действующим научным семинаром по трению и износу в машинах (носящим теперь его имя). Под его редакцией изданы труды почти всех проведенных конференций и совещаний, а также двадцать сборников трудов семинара. В течение многих лет профессор М. М. Хрущов был членом редакционных советов журналов "Вестник машиностроения", "Заводская лаборатория", "Машиноведение", членом редколлегии международного журнала трибологов "Wear", членом экспертного совета ВАК по машиностроению, членом Ученых советов ИМАШа, МИНХиГП, ВНИИЖТа и ряда других институтов.

М. М. Хрущов был блестящим экспериментатором, но большое внимание и поддержку оказывал хорошим теоретическим работам. Например, в начале 1940-х годов его поддержка талантливой чисто теоретической работы А. М. Эртеля определила широкий фронт исследований по контактно-гидродинамической, эластогидродинамической теории смазки как у нас, так и за рубежом. Выдающиеся заслуги М. М. Хрущова перед отечественной наукой высоко оценены: он награжден двумя орденами Ленина, орденом Трудового Красного Знамени и медалями.

Выдающийся триболог, крупный машиновед и высокий специалист-технолог и материаловед М. М. Хрущов был человеком доброго сердца и большого обаяния, русским интеллигентом в подлинном смысле этого слова. Имя заслуженного деятеля науки и техники, лауреата Государственной премии СССР, профессора, д-ра техн. наук М. М. Хрущова — выдающегося инженера и ученого — для трибологов всего мира и в настоящее время будет служить ярким примером преданности и последовательности делу трибологии и машиноведения.

Ю. Н. ДРОЗДОВ, д-р техн. наук, **В. В. НАЗАРОВ**
(ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН)

Указатель статей, опубликованных в журнале "Вестник машиностроения" за 2010 г.

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ, МАШИН

Абрамов И. В., Абрамов А. И., Синицын А. Н., Синицына В. В. — Напряженно-деформированное состояние деталей соединения с натягом под действием изгибающего момента. № 8.

Агамиров Л. В., Крамаренко Е. И., Лисин А. Н., Мозалев В. В. — Оценка влияния совокупности факторов на сопротивление усталости авиационных колес. № 11.

Александров И. К. — Энергетическая неэффективность разветвленных кинематических цепей. № 4; Определение потерь в кинематических парах и механических трансмиссиях на основе закона Амонтона—Кулона. № 5.

Александров И. К., Несговоров Е. В., Раков В. А. — Тяговый расчет транспортных средств с адаптивным приводным двигателем. № 2.

Александров В. Ю., Климовский К. К. — Газовый эжектор с изобарической камерой смешения. № 10.

Алюков С. В. — Совершенствование математических моделей инерционных трансформаторов вращающего момента. № 6; Сравнительный анализ приближенных методов решения дифференциальных уравнений движения инерционно-импульсных передач. № 7.

Афонин С. М. — Гармоническая линеаризация гистерезисных статических и динамических характеристик пьезодвигателя наноперемещений. № 5.

Ахмедпашаев М. У. — Влияние легирующих элементов на свойства сложнолегированных сталей до цементации, используемых в вырубных штампах. № 4.

Белобородов С. М. — Расчетно-объемный метод балансировки роторов. № 9.

Белобородов С. М., Ковалев А. Ю. — Методы минимизации локальных монтажных дисбалансов сборного ротора. № 12.

Бондалётов В. П., Медведев В. И., Петров А. В. — Оценка надежности механизмов свободного хода в составе импульсной механической бесступенчатой передачи. № 10; Повышение долговечности храповых механизмов свободного хода резервированием рабочих элементов. № 12.

Бровман М. Я. — Повышение прочности сварных балок при изгибе. № 6.

Булатова А. З., Захаров М. Н. — Учет достоверности данных ультразвуковой дефектоскопии при оценке допустимых эксплуатационных нагрузок. № 11.

Ванин В. А., Колодин А. Н. — Применение гидравлического шагового привода для построения внутренних цепей металлорежущих станков. № 5.

Ванчиков В. Ц. — Критерий Рейнольдса при оценке процесса самоукладки неподвижных слоев жидкости на стенке капилляра. № 5; Потенциальная энергия молекулярной связи в неподвижном граничном слое воды. № 7.

Вартанов М. В., Божкова Л. В., Бакена Мбуа Ж. К. — Установка для роботизированной сборки профильных валов на основе пассивной адаптации и низкочастотных колебаний. № 11.

Винокуров Г. Г., Попов О. Н. — Статистическое описание микрогеометрии поверхности трения порошковых покрытий и материалов, полученных высокоэнергетическими технологиями. № 9.

Волков Г. Ю., Ратманов Э. В., Курасов Д. А., Колмаков С. В. — Безводильная планетарная передача с сателлитами на двух уровнях. № 12.

Высоцкий М. С., Дубовик Д. А., Николаев Ю. И. — Оценка рассогласования кинематики поворота управляемых колес мобильной машины. № 10.

Гадалов В. Н., Романенко Д. Н., Колмыков Д. В., Кореневский Н. А., Чернышева Е. В., Зиборова Т. Н. — Применение низкотемпературной нитроцементации для повышения долговечности коленчатых валов автотракторных двигателей, восстановленных наплавкой. № 11.

Гольдфарб В. И., Каракулов М. Н. — Основные принципы и структура процесса проектирования плунжерных передач. № 9.

Гончаров А. А. — Моделирование кинематического состояния клинового механизма свободного хода в фазе активного нагружения. № 2.

Григорьев С. Н., Грибков А. А. — Обобщенная оценка точности элементов дозирующей системы. № 8.

Гроховский Д. В. — Принципы конструирования малошумных центробежных многоступенчатых насосов энергетических установок. № 4.

Гуреев В. М., Дружинин А. М., Строганов В. А., Гумеров И. Ф., Законов М. А. — Цилиндр ДВС с рабочей поверхностью конической формы. № 2.

Дементьев А. Д. — Применение R-кривых для расчета остаточной прочности. № 7; Расчет проушин со сквозными и несквозными трещинами при действии произвольной нагрузки. № 11.

Добрачев А. А., Раевская Л. Т., Шварц А. В. — Математическое моделирование динамических реакций опор манипуляторной машины. № 1.

Дубовик В. А., Кирсанов С. В. — Основное движение двухмаятникового автобалансира на гибком валу с упругодемпфирующими опорами. № 9.

Ефременков Е. А., Ан И-Кан. — Определение радиусов кривизны циклоидальных профилей с использованием метода Эйлера—Савари. № 10.

Заверюха Г. Г. — Исследование влияния контактных напряжений на долговечность соединяемых элементов. № 1; Оценка усталостной долговечности элементов конструкций при многоосном нагружении. № 11.

Захарычев С. П., Отмахов Д. В. — Изготовление армированных антифрикционных эпоксидофторопластов методом намотки. № 6.

Зубренков Б. И., Сенькина В. В. — Модальный анализ конструкций роторных машин с подшипниками качения. № 5.

Зюзин А. А., Казьмин Б. Н., Юров М. Д. — Оценка погрешностей измерения радиального биения деталей машин при производственных методах контроля. № 6.

Калиниченко П. М., Супрун А. В. — Самоустанавливающееся уплотнение и методика его расчета. № 7.

Карпачев А. Ю., Букеткин Б. В. — Исследование механических свойств стали Р6М5 при повышенных температурах. № 6.

Колокольцев В. А., Аврамов М. В. — Схематизация случайных процессов нагружения в расчете деталей машин по сопротивлению усталости. № 9.

Короткин В. И., Сухов Д. Ю., Колосова Е. М. — Определение напряжений в основании прямых бочкообразных зубьев колес цилиндрических эвольвентных зубчатых передач. № 10.

Космынин А. В., Щетинин В. С. — Влияние магнитной силы в газомагнитных подшипниках на эксплуатационные показатели высокоскоростных шпиндельных узлов металлообрабатывающего оборудования. № 5.

Красильников А. Я., Красильников А. А. — Расчет силы притяжения высококоэрцитивных постоянных магнитов в торцевых магнитных муфтах и плоских магнитных системах. № 6.

Лофицкий И. В. — Влияние конструктивных параметров оптоэлектронного датчика угловых перемещений на его позиционную характеристику. № 11.

Лустенков М. Е. — Планетарные шариковые передачи. Особенности расчетов на прочность. № 9.

Лушников Б. В. — Вибрационная диагностика динамических систем с сухим позиционным и вязким трением при свободных колебаниях. № 10.

Мамедов А. Т., Гусейнов Н. А. — Исследование процесса диффузионного титанирования рабочих поверхностей деталей подвижных соединений. № 5.

Манахов П. В., Федосеев О. Б. — Аппроксимация кривых упрочнения стали 08Х22Н6Т и стали 20 параболическими функциями. № 4.

Матмуродов Ф. М. — Разработка математической модели динамики работы клапана гидрораспределителя наземных машин. № 11.

Медведев Ю. А., Кузнецов В. П. — Методика анализа свойств многодвигательного электрогидравлического привода со случайными вариациями параметров. № 9; Анализ многодвигательного электрогидропривода как исполнительного элемента САУ. № 10; Надежность многодвигательных электрогидравлических приводов со случайными вариациями параметров. № 11; Анализ динамических свойств многодвигательного электропривода с помощью функций чувствительности. № 12.

Мельников В. З. — Синтез зубчатых передач с произвольным *n*-парным зацеплением. № 4.

Метильков С. А., Бережной С. Б., Бачалов И. С. — Расчет работоспособности цепных передач. № 12.

Минаев А. Я. — Автоматизированный комплекс для испытаний на удар и вибрацию. № 4.

Наджафов А. М. — Теоретическая оценка влияния подшипников скольжения на КПД пакетного редуктора. № 3.

Наджафов А. М., Абдуллаев А. И. — Определение критической частоты вращения ведущего вала пакетного редуктора. № 2.

Назаров А. Д. — Массогеометрические параметры противовесов коленчатого вала и уравновешенность двигателей. № 6.

Негода Е. Н., Дзюба А. А. — Расчет выносливости палубы судна с учетом сварных соединений. № 1.

Никифоров А. Н., Банах Л. Я. — Определение условий отсутствия неустойчивых режимов в системе "гибкий ротор — уплотнительное кольцо", связанных с действием неконсервативной гидродинамической силы в кольцевом зазоре. № 4.

Отсёмин А. А. — Расчет режимов дуговой сварки в углекислом газе стыковых соединений без разделки кромки. № 4; Методика расчета скорости плавления электродной проволоки при дуговой сварке. № 7.

Пашкевич М. Ф., Пашкевич В. М., Миронова М. Н. — Моделирование конструктивных схем и проектирование средств технологической оснастки на основе функциональных семантических сетей. № 7.

Петерсон С. А., Шеронина И. С., Шатунов А. Г. — Проектирование барабана для сборки пневматических шин. № 8.

Петрова П. Н., Федоров А. Л. — Разработка полимерных композитов на основе политетрафторэтилена с повышенной износостойкостью для узлов сухого трения. № 9.

Плеханов Ф. И., Кузнецов В. С. — Исследование деформативности элементов зубчатой планетарной передачи. № 6.

Подгаевский О. Л. — Проектирование, расчет и изготовление плоскоцилиндрической передачи с линейно-локализованным контактом. № 8.

Полунгян А. А., Жеглов Л. Ф., Фоминых А. Б. — Определение показателей потерь энергии в элементах конструкции автомобиля. № 9.

Полушкин О. О. — Обоснование метода балансировки изделия. № 2.

Поносова К. С., Каракулов М. Н. — Расчет геометрии волнового зубчатого зацепления, работоспособного при высоких температурах. № 3.

Попов В. А. — Исследование устойчивости исходной геометрии активных поверхностей и плавности работы эвольвентной червячной передачи. № 2; Исследование устойчивости исходной геометрии активных поверхностей витков и зубьев глобоидной передачи. № 7; Критерий, определяющий повышенные эксплуатационные свойства передач зацеплением. № 9.

Попов М. Е., Буторин Д. В. — Моделирование точности изготовления длинномерных валов в среде T-FLEX CAD 3D. № 10.

Порядков В. И. — Динамика коленчатого вала автомобильного двигателя, определяемая условиями распространения нагруженности. № 6.

Раков В. А., Смирнов А. В. — Определение необходимой мощности ДВС гибридных силовых установок транспортных средств. № 4.

Рубин А. М. — Оценка контактных напряжений сопряженных осесимметричных цилиндрических оболочек разной длины в зонах разрыва контактного давления. № 1; Контактные задачи резьбовых соединений при включении в работу и выключении витков резьбы. № 11.

Рубцов В. Н. — Фаза кромочного контакта в конических передачах с круговыми зубьями. № 1.

Русецкая Г. В., Смирнов Л. В. — Теоретическое обоснование и некоторые результаты разработки математической модели взаимодействующих гидродинамических и механических процессов в центробежных насосах. № 12.

Рыбак А. Т., Богуславский И. В. — Совершенствование методики расчета системы приводов технологического оборудования. № 10.

Рязанцев В. М., Плясов В. В. — Осевая сила, действующая на винт одновинтового однопоточного высоконапорного погружного насоса. № 2; Определение сил, действующих на винты в двух- и трехопорных винтовых насосах. № 2.

Ряховский А. М. — К расчету износостойкости металлических материалов трущихся пар. Сообщение 4. Определение коэффициента трения и давления на абразивном контакте. № 8.

Савин Л. А., Рязанцев В. М., Плясов В. В. — Среднепорный одновинтовой насос Н1В 60/100 с многозаходными рабочими органами. № 11.

Салтыков М. А. — О проблемах конструирования среднеоборотных дизелей, влиянии кризисов и формы собственности на судьбу предприятий и профессию конструктора. № 8.

Санаев Н. К., Гусейнов М. Р. — Элементарная ячейка в системном анализе конструкторско-технологических решений трибомеханических узлов деталей. № 10.

Санинский В. А., Кочкин М. В., Щавлев А. А. — Система допусков и посадок разъемного соединения сборных коренных подшипников скольжения ДВС. № 10.

Сапьянов В. Ю., Бондарчук Д. А. — Влияние перекосных нагрузок на напряженно-деформированное состояние металлоконструкции крана грузоподъемностью 100 т. № 10.

Серегин А. А. — Безопасность установки заготовок при износе механизмов зажима. № 6.

Сорокин Г. М. — О техническом прогрессе в наступившем веке. № 7.

Таршис Ю. Д. — Проектирование рычажных механизмов для формирования борта шин. № 8.

Тимофеев Б. П., Дайнеко В. Ю. — Шестеренные насосы в машиностроении. № 8.

Третьяков В. М. — Использование понятия "узел сопряжения" при конструировании изделий машиностроения. № 12.

Уткин В. С. — Оценка надежности конических зубчатых колес по контактной усталости при ограниченной статистической информации о контролируемых параметрах. № 1; Расчет надежности вала индивидуальной релейной передачи при ограниченной статистической информации о базовых параметрах. № 3; Расчет надежности индивидуального вала ременной передачи комбинированным методом при нечетких и случайных базовых параметрах. № 7; Расчет надежности коленчатого вала по критерию сопротивления усталости при ограниченной статистической информации. № 8.

Халилов И. А. — Влияние зазоров в муфтах на динамические свойства приводов машин. № 3.

Хорев А. И. — Повышение конструкционной прочности термически и термомеханически упрочняемых титановых сплавов. № 5; Теория легирования и термической обработки конструкционных ($\alpha + \beta$)-титановых сплавов высокой и сверхвысокой прочности. № 7; Теория легирования и термической обработки конструкционных β-сплавов титана высокой прочности. № 8.

Цвик Л. Б., Храменок М. А., Шапова М. В. — Напряженное состояние и усталостная прочность осесимметричных патрубковых зон сосудов высокого давления. № 2.

Цвик Л. Б., Шапова М. В., Храменок М. А. — О моделировании сложных напряженных состояний на пластинчатых образцах с концентраторами в виде канавок. № 4.

Цыбулько А. Е., Романенко Е. А. — Критерий сопротивления усталости материалов при сложном напряженном состоянии. № 1.

Цыбулько А. Е., Бахтин Д. Е., Романенко Е. А. — Оценка конструктивной прочности сварных соединений по обобщенным критериям. № 2.

Цысс В. Г., Сергаева М. Ю., Сергаев А. А. — Напряженно-деформированное состояние виброизолирующих патрубков трубопроводных систем. № 11.

Черняков А. А., Конов А. П., Даршт Я. А. — Исследование нагрузок на регулирующем органе аксиально-поршневого насоса. № 3.

Шаклеина В. А., Замятин В. М., Карицкая С. Г. — Исследование неоднородности пластических микродеформаций в алюминиевом сплаве Д16. № 5.

Шамаев В. А. — Подшипники скольжения из модифицированной древесины. № 7.

Шевцов С. Н., Сайко И. Б., Клименко А. А., Берберов С. А. — Шкив ременной передачи. № 3.

Широбоков К. П., Сентяков Б. А., Святский В. М. — Влияние конструкционных параметров устройства на процесс волокнообразования. № 12.

Щетникович К. Г. — Влияние осевой нагрузки на изменение условий скольжения при доводке шариков сборным инструментом. № 1.

Юсуфов А. Р., Абачараев И. М., Санаев Н. К. — Перспективные направления нанесения защитных покрытий на детали машин. № 4.

В помощью конструктору и расчетчику

Иванов А. С., Ермолаев М. М. — Локальное проскальзывание в соединении с натягом при нагружении крутящим моментом. № 6.

Иванов А. С., Ермолаев М. М., Грек В. И., Никольская Э. Н. — Работа соединения с натягом при нагружении крутящим моментом. № 3.

Иванов А. С., Муркин С. В. — Соединение в мотор-редукторе двигателя и редуктора шестерней. № 8.

Цикл статей
"Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"

Асланян И. Р., Шустер Л. Ш. — Изнашивание гальванических никель-фосфорных покрытий. № 12.

Безносов А. В., Бокова Т. А., Антоненков М. А., Махов К. А., Дроздов Ю. Н., Пучков В. Н., Макаров В. В. — Виды изнашивания трущихся поверхностей в высокотемпературных свинцовом и свинцово-висмутовом теплоносителях. № 2.

Бирюков В. П. — Определение трибологических характеристик пар трения скольжения, упрочненных лазерным лучом. № 3.

Богун В. С., Анисимов А. В., Бахарева В. Е. — Подшипники скольжения из антифрикционных углепластиков для центробежных насосов ТЭК и энергетических установок. № 6.

Зеленко В. К., Королёв В. М., Дроздов Ю. Н. — Характер износа канала ствола снайперского оружия. № 8.

Зеленко В. К., Платонов Ю. П., Королёв В. М., Дроздов Ю. Н. — Воздействие струи порохового газа на поверхностный слой канала ствола оружия. № 11.

Каржавин В. В., Плаксина Л. Т., Илюшин В. В., Потехин Б. А. — Исследование трибологических свойств наплавленной алюминиевой бронзы. № 1.

Козырев Ю. П., Седакова Е. Б. — Анализ влияния волокнистых и дисперсных наполнителей на снижение нагруженности полимерной матрицы при трении. № 6.

Корнеев А. Ю., Савин Л. А., Ярославцев М. М. — Расчет статических характеристик конических многоклиновых гидродинамических опор жидкостного трения. № 3.

Корнеев А. Ю., Ярославцев М. М. — Динамические характеристики конических многоклиновых гидродинамических опор жидкостного трения. № 4.

Орлов А. В. — Контакт упругих тел, имеющих поверхности трения сложной формы. № 10.

Суслов А. Г., Медведев Д. М. — Одноступенчатое технологическое обеспечение износостойкости цилиндрических поверхностей деталей машин. № 6.

Металлургическое оборудование и прокатное производство

Максимов Е. А. — Многовалковый стан с возможностью регулирования активной образующей бочек рабочих валков. № 7.

Рубахин А. И. — Комбинированный инструмент для обработки глубоких отверстий в роликах МНЛЗ. № 7.

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Абрамов Ф. Н. — Точность базирования заготовок с отверстиями на цилиндрическом и срезанном пальцах. № 1; К вопросу о базах и теоретических схемах базирования заготовок в центрах и на конических оправках. № 12.

Агапов С. И., Ткаченко И. Г. — Определение оптимальной амплитуды и направления ультразвуковых колебаний при зубодолблении мелкомодульных зубчатых колес. № 2.

Ардашев Д. В. — Двухпараметрическая оценка эксплуатационных показателей шлифовальных кругов. № 7.

Базров Б. М. — Технологическое сопровождение станочного оборудования. № 5.

Базров Б. М., Арзыбаев А. М. — Выбор технологических решений при изготовлении деталей. № 9.

Барботько А. И., Разумов М. С. — Обработка многогранников с четным числом сторон на токарном станке. № 1.

Бахтиаров Ш. А., Волков В. В. — Повышение эффективности контактно-эрозионного профилирования алмазных кругов и алмазного профильного шлифования. № 6.

Бойко Ю. Н., Онищенко Д. В., Попович А. А. — Получение анодных композитов с помощью энергосберегающей технологии. № 3.

Василенко В. Н., Татаренков Е. А., Фролова Л. Н., Копылов М. В. — Создание энергосберегающих смесителей для различных компонентов. № 7.

Волков А. Э., Медведев В. И., Жучков И. В. — Использование эксцентрикового модификатора для обработки конических колес с круговыми зубьями. № 3.

Герасимова О. В., Герасимов В. Я. — Повышение долговечности резьбовых изделий путем предварительного наклепа металла при волочении стальных прутков. № 7.

Горчев В. С. — Решение для автоматических линий структуры "2 × 1" дискретного действия с производительностями участков $q_1 < q_2$ без учета их совместных отказов и отказов бункера. № 1; Решение для автоматических линий структуры "2 × 1" дискретного действия с производительностями участков $q_1 > q_2$ и учетом их совместных отказов и отказов бункера. № 3.

Гуревич Ю. Г., Марфицын В. В. — Технология изготовления выглаживателей из белого чугуна для цветных металлов. № 8.

Денисенко А. Ф., Казакова О. Ю. — Повышение точности обработки на металлорежущих станках путем обеспечения эксплуатационных характеристик систем смены инструмента. № 5.

Еренков О. Ю., Игумнов П. В., Никишечкин В. Л. — Исследование механических свойств полимерных композитных материалов. № 4.

Жуков В. А. — Зависимость эксплуатационных показателей транспортных ДВС от свойств охлаждающих жидкостей. № 12.

Зубков Н. Н., Слепцов А. Д. — Получение полимерных щелевых фильтрующих труб методом деформирующего резания. № 12.

Исмаилов Н. Ш. — Особенности образования и устранения пригара на отливках при использовании местных формовочных материалов. № 2; Стабилизация составов и свойств единых смесей в серийном производстве чугунных отливок. № 6.

Кабалдин Ю. Г., Серый С. В., Муравьев С. Н., Просолович А. А., Симагина Е. В. — Повышение работоспособности режущего инструмента осаждением наноструктурных покрытий. № 3.

Кабалдин Ю. Г., Серый С. В., Просолович А. В., Бурдасов Е. Н. — Повышение устойчивости процесса резания на основе фрактальной размерности и вэйвлет-анализа. № 6.

Карпачев А. Ю. — Анализ эффективности применения термопластического метода подготовки к работе тонких круглых пил и фрез переменной толщины. № 11.

Кирюханцев-Корнеев Ф. В., Ширманов Н. А., Шевейко А. Н., Левашов Е. А., Петржик М. И., Штанский Д. В. — Наноструктурированные износостойкие покрытия для металлорежущего инструмента, полученные методом электродугового испарения и магнетронного распыления. № 9.

Козлов А. А., Дерябин М. Н. — Ультразвуковая обработка жаропрочных материалов с обдувом зоны резания сжатым воздухом. № 2.

Комаишко С. Г., Кулик Г. Н., Моисей М. В., Суздаль К. В., Тонконог А. Ю., Плужников С. К. — Гибридные технологии при производстве машиностроительных заготовок. № 9.

Королёв Д. А., Ромашин В. Г., Шадрин А. П., Неповинных О. В., Рогов В. А. — Использование адаптивной системы управления приводом перемещения инструмента при механической обработке. № 9.

Кузин В. В., Аникин В. Н., Фёдоров С. Ю., Фёдоров М. Ю. — Особенности изнашивания и разрушения керамических режущих пластин. № 11.

Легаев В. П., Генералов Л. К. — Разомкнутая оптимизация в двумерных системах управления процессом токарной обработки. № 1; Эффективность применения моделей в замкнутом контуре самонастройки адаптивных САУ. № 12.

Микипорис Ю. А. — Трибоэлектризация топлив. № 4.

Мокрицкий Б. Я. — Акустическая эмиссия как способ оценки свойств инструментальных материалов. № 10.

Носенко В. А., Носенко С. В. — Попутное и встречное глубинное шлифование титанового сплава с периодической правкой круга. № 10; Попутное и встречное глубинное шлифование титанового сплава с непрерывной правкой круга. № 11.

Петрушин С. И., Губайдулина Р. Х. — Оптимизация этапа эксплуатации изделий машиностроения. № 7.

Петрушин С. И., Проскоков А. В. — Теория несвободного резания материалов. Стружкообразование с развитой зоной пластических деформаций. № 1; Теория несвободного резания материалов. Расчет напряженно-деформированного состояния в зоне резания. № 2.

Поклад В. А., Абысов И. А., Старков В. К., Рябцев С. А. — Формирование свойств поверхностного слоя хвостовиков турбинных лопаток при глубинном шлифовании высокопористыми кругами. № 11.

Попов А. В. — Оценка работоспособности алмазных шлифовальных кругов по скорости относительного изнашивания связки. № 10.

Рогов В. Е. — О получении качественных изделий из свинецсодержащих фторопластовых композиций. № 7.

Рогов В. А., Фомин Е. В., Фомин А. В. — Оптимизация лезвийной обработки хладостойких сталей на основе моделирования процесса резания. № 7.

Рубахин А. И. — Исследование параметров шероховатости и точности при обработке отверстий роликов МНЛЗ комбинированным инструментом. № 8.

Сергеев С. В. — Влияние вибрационного радиального перемещения концевых фрез при кинематической диссиметрии на точность формообразования пазов. № 12.

Симонян М. М., Балаян В. А., Кочарян К. С. — Влияние адгезии на работоспособность твердосплавного инструмента при выходе из зоны резания с нулевой толщиной среза. № 9.

Солер Я. И., Казимиров Д. Ю. — Выбор абразивных кругов при плоском шлифовании деталей силового набора летательных аппаратов по критерию шероховатости поверхности. № 3.

Старков В. К. — Теоретические и технико-экономические предпосылки профильного глубинного шлифования с непрерывной правкой инструмента. № 12.

Украженко К. А. — Совершенствование методов построения модульных инструментальных систем. № 10.

Утешев М. Х., Белозеров В. А. — Эффект шлифования обрабатываемых поверхностей деталей при тонком точении жаропрочных сплавов резцами из СТМ на станках с ЧПУ. № 3.

Филина А. В., Маркин Н. И. — К вопросу получения заготовок отрезкой в штампах. № 11.

Фрадкин Е. И. — Производственная точность крупногабаритных зубчатых колес из стали 12Х2Н4А, шлифованных на станке мод. 5843. № 8.

Фрадкин Е. И., Журавлев Г. А., Тварилидзе О. В. — Зависимость предела текучести стали от содержания углерода, хрома и никеля. № 3.

Черкашин В. П. — Токарный проходной резец с раздельной схемой обработки. № 1.

Швец С. В. — Новая концепция расчетов характеристик процесса резания. № 5.

Юркевич В. В. — Динамические испытания фрезерного станка УФ-280. № 4; Экспертная система для токарной обработки. № 6.

Обработка материалов без снятия стружки

Тамаркин М. А., Тищенко Э. Э., Лебеденко В. Г. — Исследование параметров качества поверхностного слоя при обработке дробью. № 2.

Чумаченко Е. Н., Зимин Ю. А., Бобер С. А. — Экспериментальное проектирование машин и процессов штамповки. № 6.

Шин И. Г. — Расчет температуры в зоне контакта при дробеударном упрочнении детали. № 1.

Щедрин А. В., Бекаев А. А., Сумеле Г. К. — Влияние свойств обрабатываемого материала на характеристики комбинированного волочения длинномерных профилей. № 11; Взаимодействие сферического деформирующего элемента и цилиндрической заготовки при комбинированном волочении. № 12.

Серия статей
"Проблемы теории и практики резания материалов"

Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю., Савкин А. И. — Разработка новой теории тепловых процессов резания. 1. Исходные положения. № 1; Разработка новой теории тепловых процессов резания. 2. Распределение температуры по толщине стружки. № 2; Разработка новой теории тепловых процессов резания. 3. Влияние переднего угла резца на температуру резания и температуры искусственного подогрева обрабатываемого материала на силу резания. № 3; Разработка новой теории тепловых процессов резания. 4. Анализ основных теоретических исследований теплофизики резания. Часть 1. № 4; Разработка новой теории тепловых процессов резания. 4. Анализ основных теоретических исследований теплофизики резания. Часть 2. № 5; Разработка новой теории тепловых процессов резания. 4. Анализ основных теоретических исследований теплофизики резания. Часть 3. № 6; Разработка новой теории тепловых процессов резания. 4. Анализ основных теоретических исследований теплофизики резания. Часть 4. № 7; Разработка новой теории тепловых процессов резания. 4. Анализ основных теоретических исследований теплофизики резания. Часть 5. № 8; Разработка новой теории тепловых процессов резания. 4. Анализ основных теоретических исследований теплофизики резания. Часть 6. № 9; Разработка новой теории тепловых процессов резания. 4. Анализ основных теоретических исследований теплофизики резания. Часть 7. № 10; Разработка новой теории тепловых процессов резания 4. Анализ основных теоретических исследований теплофизики резания. Часть 8. № 11; Разработка новой теории тепловых процессов резания. 5. Общий математический аппарат теплофизики резания. Часть 1. № 12.

В порядке обсуждения

Новосёлов Ю. А. — Методология оптимальных исследований процессов лезвийного резания. № 2.

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Бром А. Е., Шатохина О. О. — Современная индустриальная модель управления жизненным циклом машиностроительной продукции. № 3.

Долгов В. А. — Теоретические основы формальных описаний объектов конфигурации при технической подготовке производства типовых изделий. № 1.

Ежов Г. П., Пряхин Г. В., Салатов Б. Х. — Применение аналитических марковских моделей для анализа работы подразделений научно-производственных предприятий. № 11.

Ерошкин С. Ю. — Проблемы модернизации экономики на основе конкурентоспособных технологий. № 2.

Жасимов М. М. — Первопричины проблем внедрения систем менеджмента качества и технических регламентов. № 11.

Кашковский В. В., Тихий И. И. — Назначение ресурса невосстанавливаемым техническим объектам. № 2.

Клячко Л. М., Степанов А. Е., Саламатина Н. И., Приходько А. Е. — Проблемы инновационной деятельности и интеллектуальной собственности. № 5.

Немтинов В. А., Зимнухова Ж. Е. — Автоматизированное проектирование технологических процессов производства изделий машиностроения с учетом оценки фактора профессионального риска для обслуживающего персонала. № 12.

Омельченко И. Н., Третьякова В. А. — Выбор стратегии управления промышленным предприятием в изменяющихся условиях. № 7.

Ревуцкий Л. Д. — Методы определения стоимости предприятий при их различных экономических состояниях. № 8; Уточненная формула для определения экономически справедливой рыночной стоимости предприятий. № 9.

Саламатина Н. И., Федотов С. В., Клячко Л. М., Степанов А. Е., Приходько Е. А. — Методология управления системными кризисными явлениями. № 4.

Сердюк А. И., Рахматуллин Р. Р., Зеленин А. П. — Предпроектный анализ гибких производственных ячеек и средства поддержки принятия решений. № 10.

Федоров В. К., Луценко А. В., Архипцев С. А. — Анализ влияния роста незавершенного производства на эффективность управления наукоемкими инновационными предприятиями. № 8.

Ханыгина Е. С., Иванилова А. М. — Разработка системы планирования на базе модели цепочки поставок промышленного предприятия. № 6.

Ханыгина Е. С., Омельченко И. Н. — Разработка оптимизационной модели производственно-логистической цепочки поставок. № 7.

Черников Б. В. — Методология документационного обеспечения производственных процессов машиностроительного предприятия. № 1.

Шебаров А. И. — Индикаторы инновационного потенциала и инновационной активности промышленного предприятия. № 2.

Проблемы промышленной экологии

Шайхиев И. Г., Зарипова Г. Ш., Минлигулова Г. А. — Исследование очистки хромсодержащих гальваностоков ОАО "КамАЗ". № 8.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Амиров Ф. Г. — Анализ переходных процессов в работе ветроэнергетической установки с применением вейвлет-преобразования. № 1.

Горин С. В., Куклин М. В. — Эффективность снижения низкочастотных колебаний в гидравлических системах резонаторами Гельмгольца. № 5.

Гортышов Ю. Ф., Дружинин А. М., Гуреев В. М., Гумеров И. Ф., Строганов В. А. — Поршневые кольца или поршневые уплотнения? № 4.

Гришина Е. — Факторы, влияющие на скорость и качество лазерной резки тонколистовой стали. № 5.

Дроздов Ю. Н. — Рецензия на книгу Ю. П. Платонова "Термогазодинамика автоматического оружия". № 5.

Дядченко Н. П. — Колесо бесступичное и бесконечная гусеница для колесно-гусеничных средств передвижения-реабилитации. № 2.

Загрядцкий В. И., Кобяков Е. Г. — Черпаковый насос с торцевым электроприводом. № 5.

Зюзин А. А., Константинова И. С., Казьмин Б. Н., Юров М. Д. — Повышение эксплуатационных характеристик листопрокатных валков при восстановлении их работоспособности. № 11.

Кокорева О. Г. — Результаты производственных испытаний по упрочнению сердечников крестовин стрелочных переводов. № 3.

Колесников К. С., Дубровский В. А. — О деятельности ОЭММПУ РАН по научному направлению "Машиностроение" в 2009 году. № 9.

К 100-летию со дня рождения В. Н. Кудрявцева. № 4.

Курушин М. И., Курушин А. М. — Способ выравнивания усилий по виткам резьбы, повышения прочности стержня и самоторможения гайки резьбового соединения. № 5.

Лебедев В. А., Романюк В. С. — Расширение зоны работы механизированного оборудования для дуговой сварки. № 1.

Осокин Ю. М., Козлов С. В. — Гидравлический пресс с двуруким управлением. № 3.

Первый международный форум "Технология в машиностроении—2010". № 4.

Полунин В. Ф. — Аналитическое конструирование трансформаторов. № 11.

Рустамов З. А. — Новый рулевой механизм, улучшающий маневренность специализированного автотранспортного средства. № 3.

Сурков В. А. — Исследование порошковых материалов на медной основе для изготовления антифрикционных изделий. № 5.

Хадеев Р. Г. — Механизм плавного пуска. № 6; О механизме плавного пуска. № 8.

Цыбулько А. Е., Романенко Е. А. — Натуральная механическая модель (критерий) предельных состояний материалов при сложном нагружении. № 4.

История науки и техники

Трояновская И. П. — Анализ развития теории поворота колесных машин. № 1; История развития теории поворота гусеничных машин. № 7.

Выставки

Иванов А. Н. — "Упаковка/УпакИталия—2010"; "MITEX—2009". № 5; "Электроэнергетика России—2010". № 6; "SIMEXPO — научное приборостроение—2009". № 7; "Металлургия—Литмаш—2010". № 8; "Металлообработка—2010". № 10; "Фотоника. Мир лазеров и оптики—2010". № 12.